E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 1 • IANUARIE 1968

CI
11 5
E 3279

UZINA GRIVIȚA ROȘIE WERKE

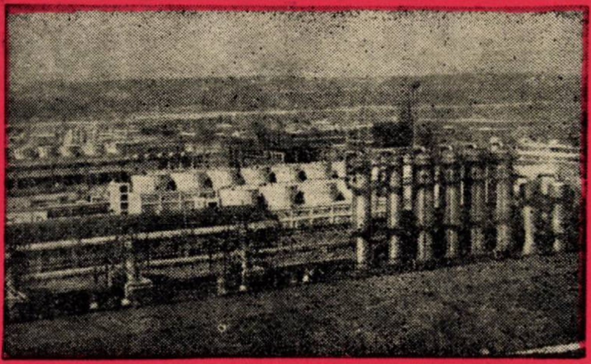
GRIRO
ROMANIA
BUCUREȘTI

Construiește instalații de:

ACID SULFURIC
ACID FOSFORIC
AMONIAC
UREE
NEGRU DE FUM
SODĂ CAUSTICĂ
ÎNGRĂȘĂMINTE COMPLEXE
ACID AZOTIC
PIROLIZĂ etc.

Baut Anlagen für:

SCHWEFELSÄURE
PHOSPHORSÄURE
AMMONIAK
HARNSTOFF
RUSS
ÄTZNATRON
COMPLEXE DÜNGERMITTEL
SALPETERSÄURE
PYROLYSE u. a.

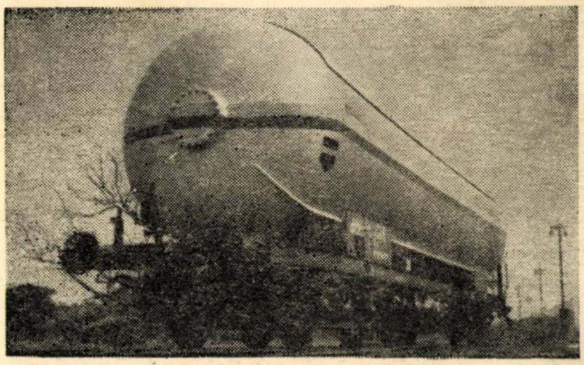


Instalații de rafinării

Xilen
Instalații de distilare atmosferică
Instalații de cracare catalitică

Raffinerieanlagen

Xylen
Atmosphärische Distillation
Katalytische Krackanlagen



Vagoane cisternă de 46,6 m³, 60 m³ și 90 m³, cazane de abur tip C.T.F și L.K. Diverse utilaje pentru industria chimică și petrochimică, în cooperare cu alte întreprinderi

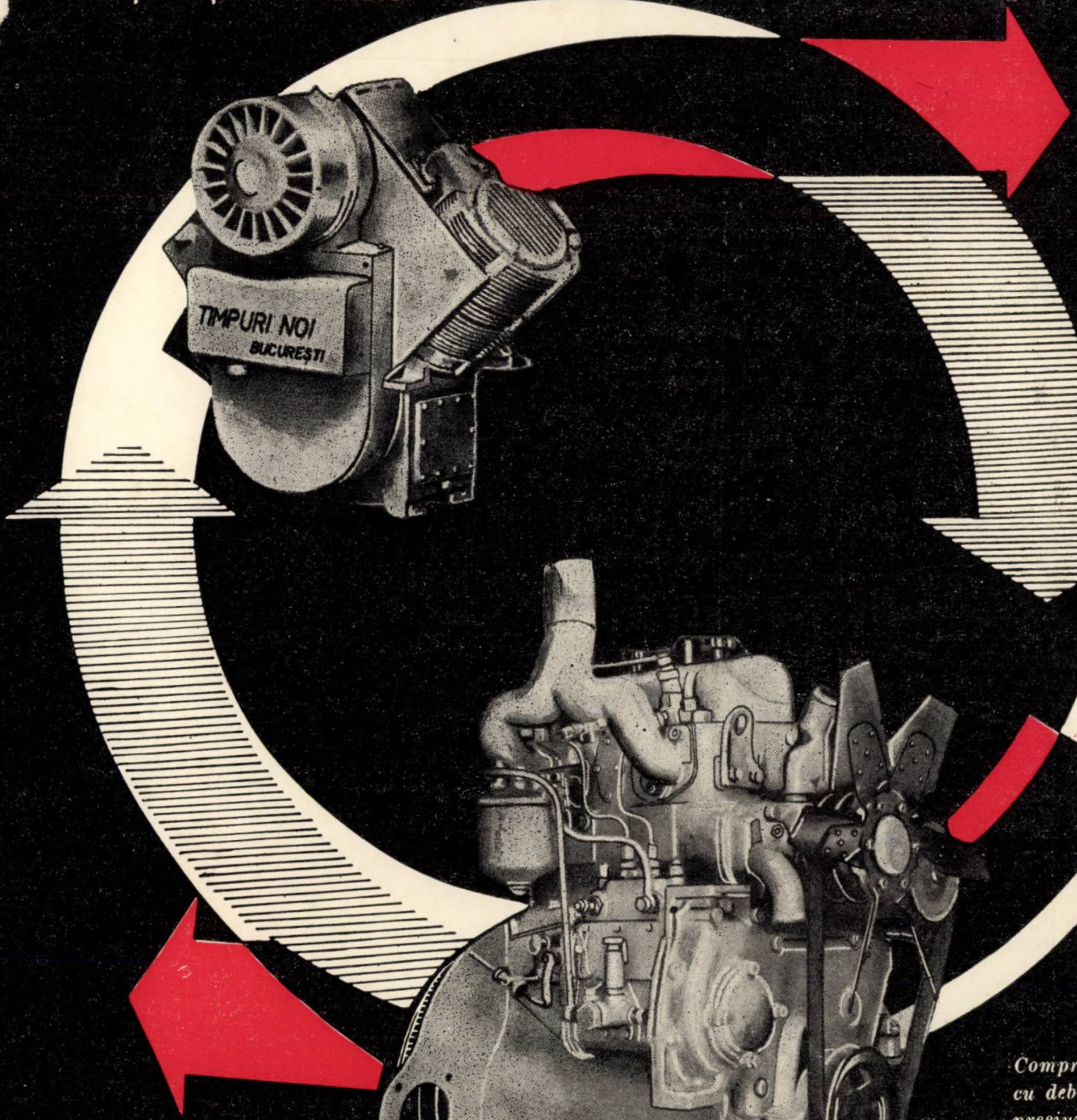
Kesselwagen von 46,6 m³, 60 m³, 90 m³. Dampfkesse. Typ CTF und L.K. Verschiedene Ausrüstungen für die chemische und petrochemische Industrie, in Zusammenarbeit mit anderen Firmen

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCUREŞTI

Execută şi livrează
în ţară şi străinătate:



Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motoare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură.

Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni 4 ÷ 14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Escavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

Pentru rezolvarea problemelor dvs. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

uzuc

Produce şi livrează:

Utilaje pentru industria chimică şi rafinării :

- ▲ condensatoare
- ▲ schimbătoare de căldură
- ▲ evaporatoare
- ▲ reactoare
- ▲ coloane
- ▲ instalaţii de cocsare
- ▲ conducte cu diametre mari
- ▲ recipienţi pentru depozitarea şi distribuţia gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuţie)

Rulmenţi speciali de diferite tipuri:

- ▲ rulmenţi axiali, radiali, oscilanţi, cu role butoi asimetrice, seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice
- ▲ rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, d 130 — 600 mm diametru
- ▲ rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEŞTI

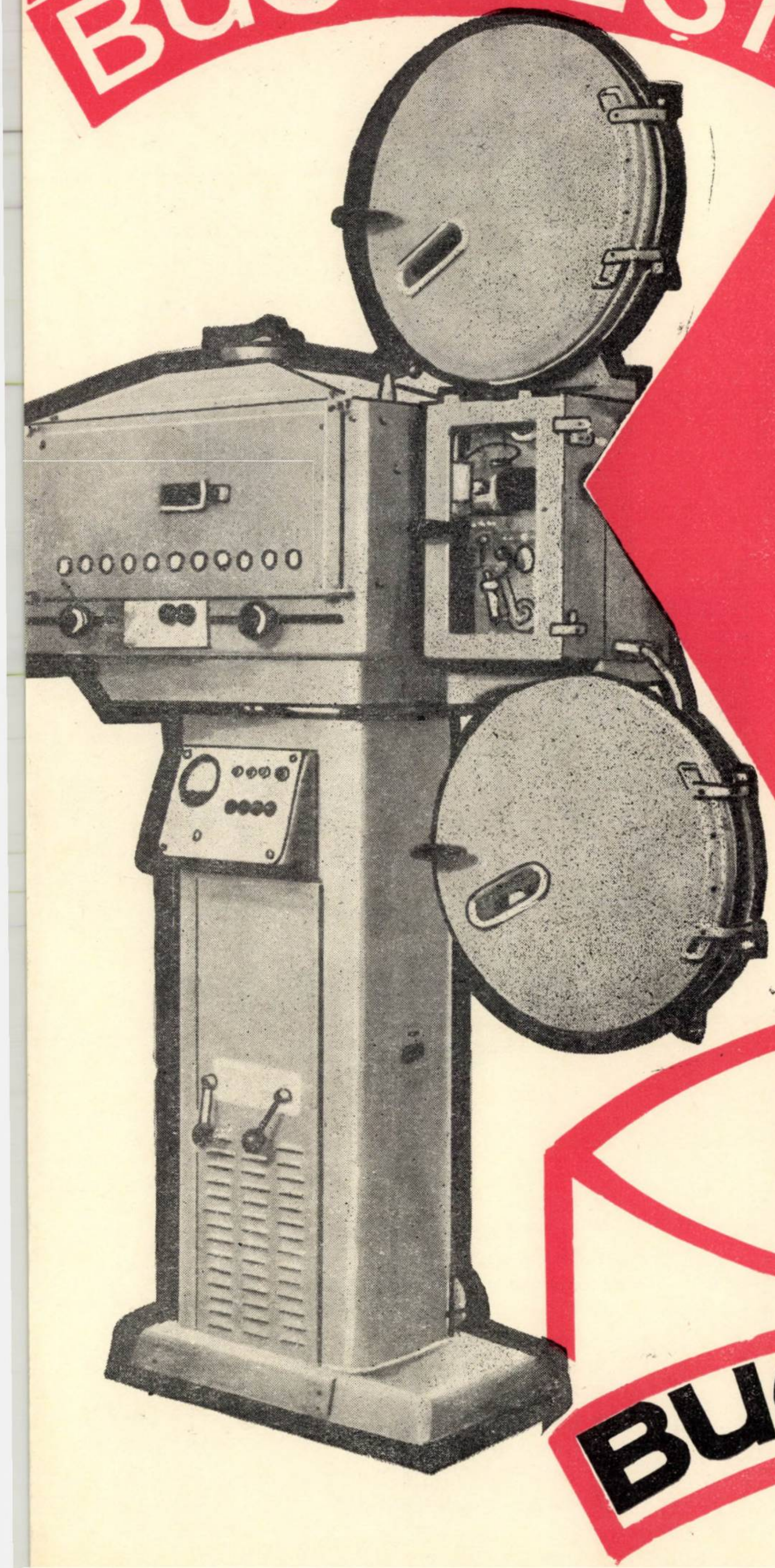
Strada Depoului nr. 16

Telefon : 10100

Telex : 2.22.74

E3279

IOR
BUCUREȘTI



ÎNTREPRINDEREA OPTICĂ ROMÂNĂ

livrează la comandă următoarele tipuri de aparate de proiecție:

- Aparat de proiecție stabil APS-35-7 pentru filmele de 35 mm, care permite proiecții pe ecran normal și ecran lat cinemascop, cu redarea sunetului optic și magnetic-stereofonic
- Aparat de proiecție stabil APS-16-1 pentru film de 16 mm, care permite proiecții pe ecran normal și ecran lat cinemascop cu redarea sunetului optic și magnetic.
- Aparat de proiecție EPIDIASCOP „ATLAS" care permite proiecții „epi" și „dia", de planșe, texte, desene etc. cum și diapozitive.
- Aparat de proiecție pentru diafilme și diapozitive „DIASCOL".
- Aparat de citit microfilme „LECTOR-1", destinat în special bibliotecilor, Serviciilor de Documentare, Cabinetelor tehnice etc., permite citirea textelor înregistrate pe microfilme de 35 mm cum și a microfișelor care sînt proiectate pe ecran și mult mărite.
- Toate aparatele de proiecție I.O.R. permit obținerea de imagini impecabile care satisfac cele mai mari exigențe.

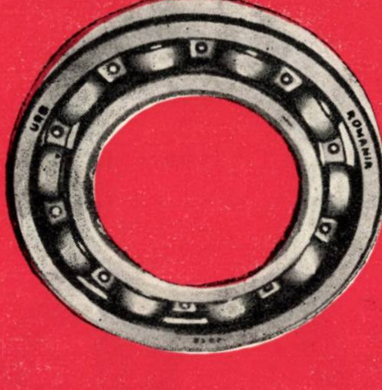
ÎNTREPRINDEREA OPTICĂ ROMÂNĂ
BUCUREȘTI
Intrarea I.O.R. nr. 4, R. T. Vladimirescu
Telefon 21.61.45

IOR
BUCUREȘTI

UZINA
rulmentul
BRASOV

URB

ROMANIA
32310
URB

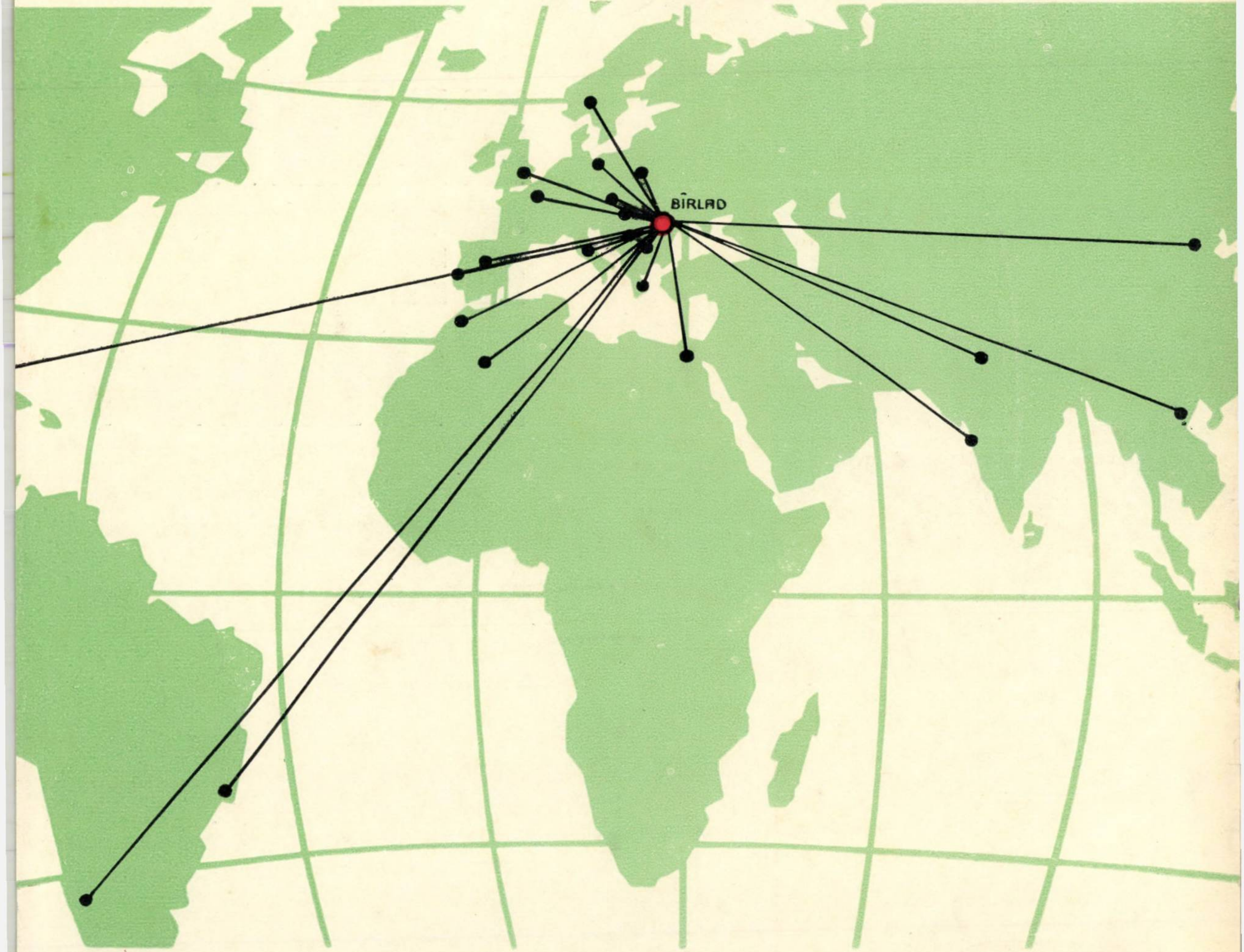


UZINA RULMENTUL BRAȘOV PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE, PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșele arborelui cu camă

Str. 13 Decembrie nr. 96 — telefon 2.06.41 — telex 012245

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

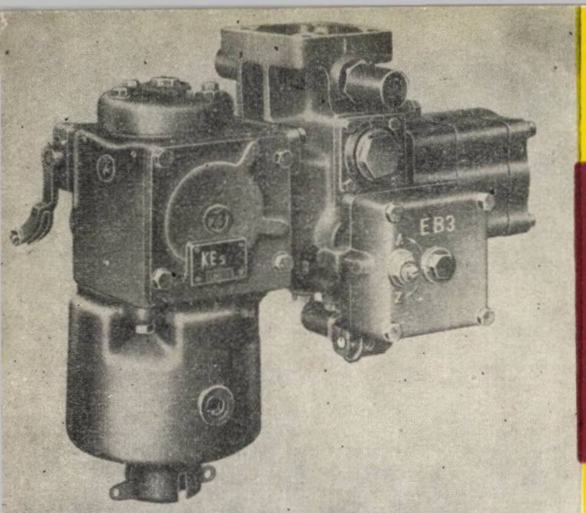


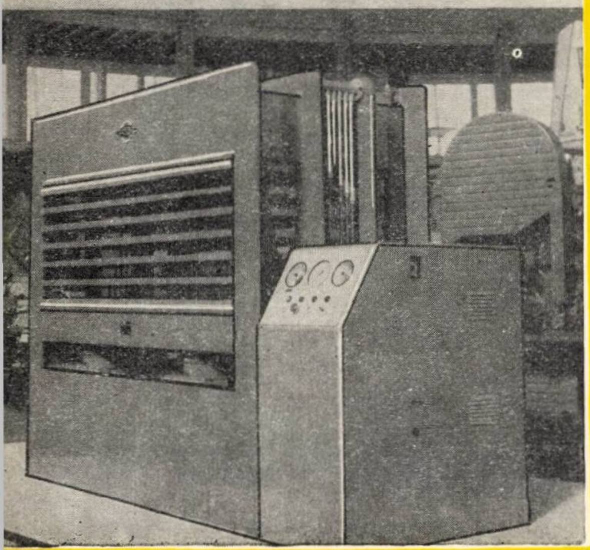
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

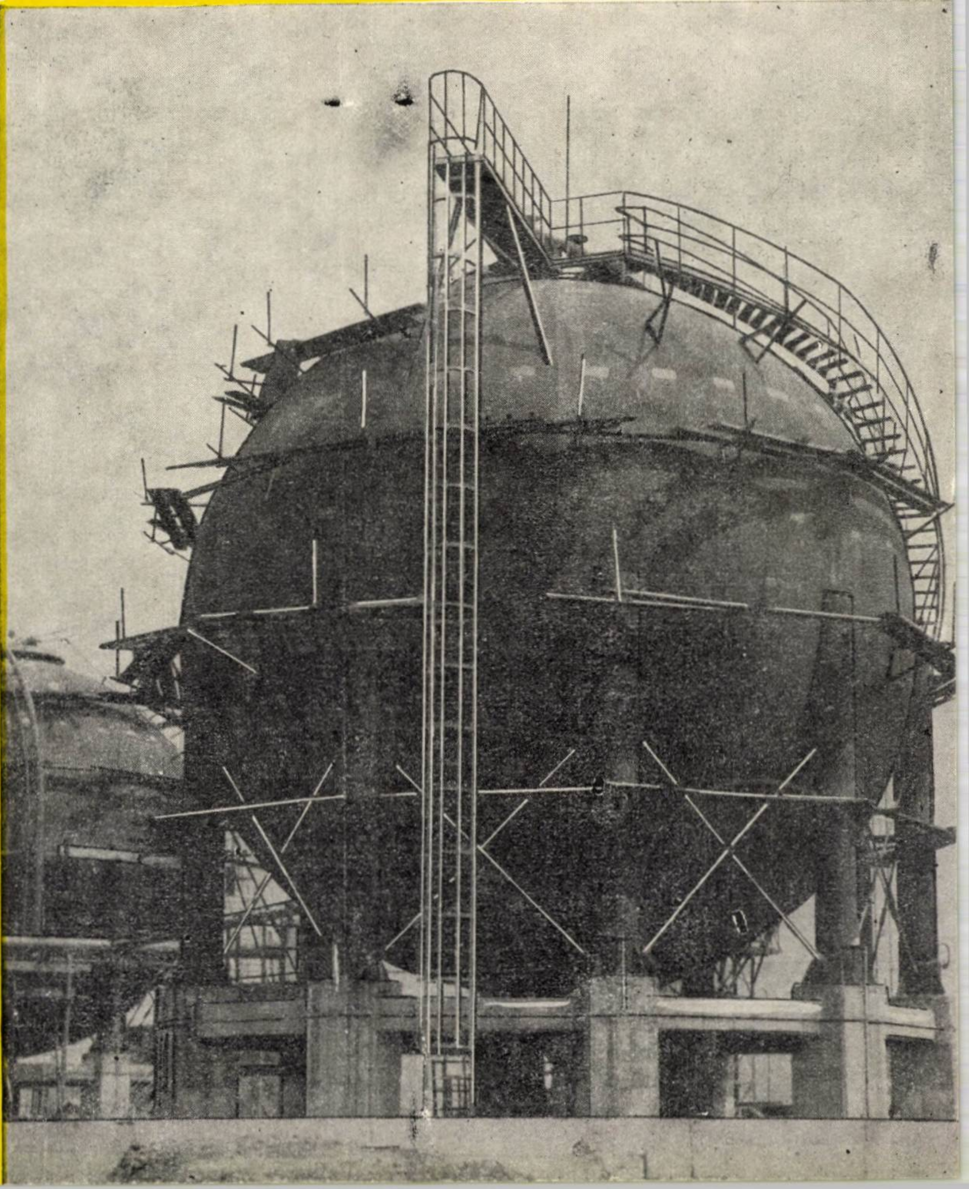
- radiali cu bile pe un rînd;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

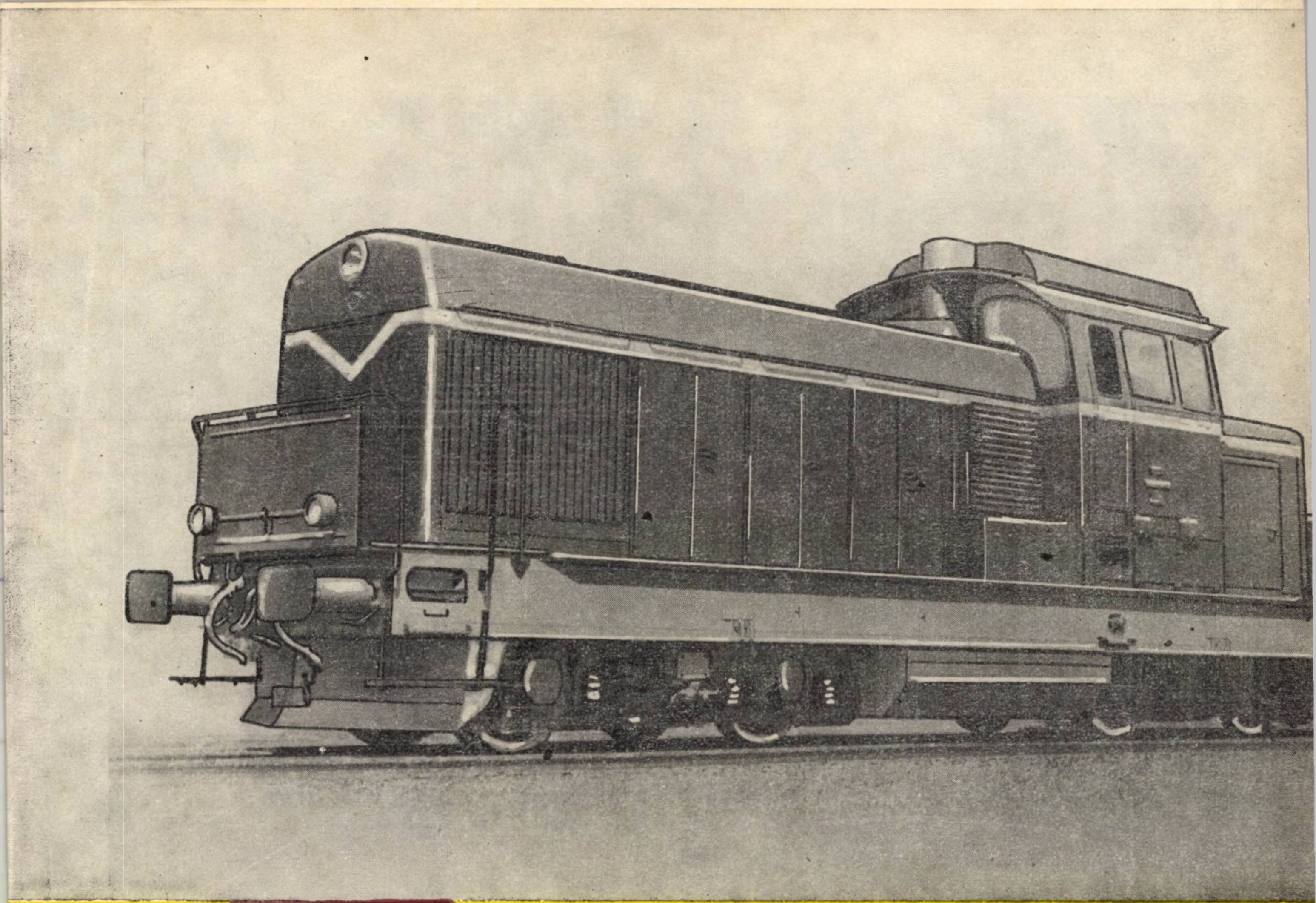




UZINA
23
AUGUST

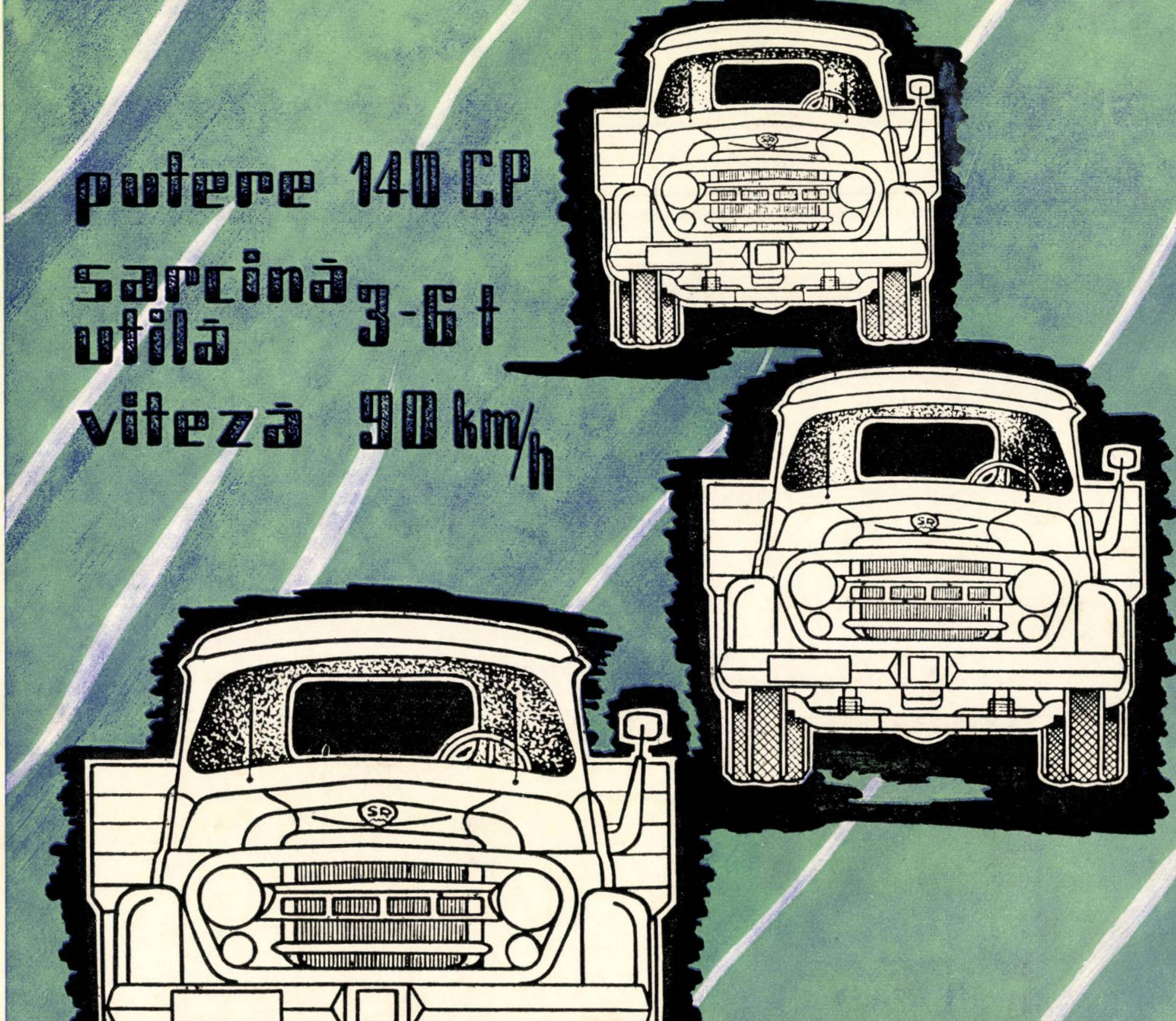


FAUR



produce

- Locomotive Diesel mecanice de 120 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP şi de 450 CP, ecartament normal şi îngust
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi de 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP şi cu 12 cilindri, de 400—1200 CP
- Grupuri de foraj şi pompare cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—20 at
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operațiuni tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h ; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnal de 1700 m^3 (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire etc)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5 4, şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid şi blocuri pentru oțel aliat de scule
- Piese turnate din oțel pînă la 15 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.



putere 140 CP

sarcină utilă 3-6 t

viteză 90 km/h

UZINA de AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Strada Poienilor Nr. 5 ☆ Telefon 20220

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1863

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, IANUARIE 1968, Nr. 1

CUPRINS

* * * **Conferinţa Naţională a Partidului Comunist Român, 7—9 decembrie 1967.**

* * * **La XX ani de existenţă.** 1

Aramă, C. şi Borilă, Gh.: **Cu privire la tararea motoarelor cu ardere internă.** 3

Trică, Gh., Drăghici, I. şi Alexandru, P.: **Unele aspecte ale influenţei amortizorului de oscilaţii torsionale asupra solicitării transmisiei automobilelor.** 5 ✓

Lăzărescu, I. şi Abrudan, G.: **O nouă metodă de determinare a parametrilor geometrici constructivi ai sculelor aşchietoare.** 11

Todicescu, A.: **Principii de calcul analitic al postumplerii la motoarele cu ardere internă în patru timpi.** 16

Şoneriu, N.: **Stabilirea consumului pieselor de schimb cu ajutorul statisticii matematice.** 21 ✓

Popa, A. şi Niculescu, A.: **Unele aspecte ale prelucrării prin aşchiere a paletelor de turbină cu profil aerodinamic prin metoda generării.** 27 ✓

Radcenco, V.: **Tendinţe moderne în construcţia detentoarelor cu piston.** 35

Oprea, I. şi Cristodorescu, M.: **Asupra determinării vitezei şi acceleraţiei la un mecanism cu camă cu tachet cu călcîi plat, prin metoda ecuaţiilor vectoriale.** 41

Dudiţă, Fl.: **Sistematizarea cuplajelor bicardanice homocinetice.** 44

Gradin, Gh.: **Metode noi în calculul maşinilor. Similitudine — analogie.** 48

DOCUMENTARE 57

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. Soare.

Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing, P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă, prof. ing. I. Grosu, conf. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.

Redactor: ing. Eliza Petrescu.

SUMAR

CZ 621.43.011.

Aramă, C. şi *Borilă, Gh.* : **Cu privire la tararea motoarelor cu ardere internă.**

Se studiază posibilităţile de prestabilire a performanţelor unor motoare în legătură cu caracteristicile regimului funcţional în scopul asigurării unei durabilităţi date.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 3–4

CZ 629.113 – 578.001.57

Trică, Gh., *Drăghici, I.* şi *Alexandru, P.* : **Unele aspecte ale influenţei amortizorului de oscilaţii torsionale asupra solicitării transmisiei automobilelor.**

Se prezintă unele aspecte ale modelării transmisiei automobilului în scopul studierii solicitărilor dinamice în situaţia cuplării bruşte a ambreiajului.

Construcţia de Maşini, 20 (1968), nr. 1, p. 5–10

CZ 621.91.001.24

Lăzărescu, I., şi *Abrudan, G.* : **O nouă metodă de determinare a parametrilor geometrici constructivi ai sculelor aşchietoare.**

Se prezintă o metodă analitică şi grafică pentru calculul parametrilor geometrici constructivi ai unei scule aşchietoare.

Construcţia de Maşini, 20 (1968) nr. 1, p. 11–16

CZ 621.432.3.001.24

Todicescu, A. : **Principii de calcul analitic al postumplerii la motoarele cu ardere internă în patru timpi.**

Se propune o metodă de calcul al procesului de postumplere la motoarele cu ardere internă în patru timpi, considerînd raportul de creştere a temperaturii şi raportul de comprimare în procesul considerat politropic.

Construcţia de Maşini 20 (1968) nr. 1, p. 16–21

CZ 621–772.001.24 519.2

Şoneriu, N. : **Stabilirea consumului pieselor de schimb cu ajutorul statisticii matematice.**

Se evidenţiază o metodă statistică pentru determinarea corectă a consumului de piese de schimb.

Construcţia de Maşini 20 (1968) nr. 1, p. 21–27

CZ 621.165–226.2 :621.224–226.2 : 621.91

Popa, A. şi *Niculescu, A.* : **Unele aspecte ale prelucrării prin aşchiere a paletelor de turbină cu profil aerodinamic prin metoda generării.**

Construcţia de Maşini 20(1968) nr. 1, p. 27–35

CZ 621.592 (09)

Radcenco, V. : **Tendinţe moderne în construcţia detentoarelor cu piston.**

Se analizează tipurile constructive de detentoare cu piston utilizate în prezent în criotehnică.

Construcţia de Maşini 20 (1968) nr. 1, p. 35–40

CZ 621.835.531.767/.768

Oprea, I. şi *Cristodorescu, M.* : **Asupra determinării vitezei şi acceleraţiei la un mecanism cu camă cu tachet cu călcîi plat, prin metoda ecuaţiilor vectoriale.**

Construcţia de Maşini, 20 (1968) nr. 1, p. 41–43

CZ 621.825.6.001.5

Dudiţă, Fl. : **Sistematizarea cuplajelor bicardanice homocinetice.**

Se analizează şi se sistematizează din punct de vedere structural cuplajele bicardanice homocinetice.

Construcţia de Maşini, 20 (1968), nr. 1, p. 44–48

CZ 621.001.24 :.53.072.2

Gradin, Gh. : **Metode noi în calculul maşinilor. Similitudine-analogie.**

Se prezintă o sinteză a aplicaţiilor similitudinii în domeniul construcţiei de maşini.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 48–56

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando, nr. 2, raion 30 Decembrie. Telefon : redactor şef : 14.63.86 ; secretar general de redacţie : 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare, telefon : 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu, nr. 23–25. C. 6112. Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.43.011

Арамэ, К. и *Борилэ, Г.:* **Тарирование внутреннего сгорания двигателей.**

Исследоются возможности предварительного определения показателей работы некоторых двигателей в связи с характеристиками рационального режима с целью обеспечения заданного срока службы.

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1 стр. 3–4

ДК 629.113–578.001.57

Трикэ, Г., Дрэгич, И., Александру, П.: **К вопросу моделирования трансмиссии автомобиля для исследования динамических нагрузок**

Представлены некоторые вопросы в связи с моделированием трансмиссии автомобиля с целью исследования динамических нагрузок в случае резкого сцепления.

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1. стр. 5–10

ДК 621.91.001.24

Лэзэреску, И., Абрудан, Г.: **Новый метод определения конструктивных геометрических параметров режущих инструментов.**

Приводится аналитический и графический метод расчета конструктивных геометрических параметров режущего инструмента.

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1. стр. 11–16

ДК 621.432.3.001.24

Тодическу, А.: **Принципы аналитического расчета послезаполнения на четырехтактных двигателях внутреннего сгорания.**

Предлагаетг метод расчета процесса послезаполнения на четырехтактных двигателях внутреннего сгорания, учитывая отношение повышения температуры и отношение сжатия в процессе, принимая его за политропический процесс.

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1. стр. 16–21

ДК 621–772.001.24 : 519.2

Сонериу, Н.: **Определение расхода запасных частей при помощи математической статистики.**

Описывается статистический метод правильного определения расхода запасных частей.

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1. стр. 21–27

ДК 621.165–226.2 : 621.224–226.2 : 621.91

Попа, А., Никулеску, А.: **К вопросу áереработки путем резания лопаток турбины с асродинамическим профилем методом генерирования.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1. стр. 27–35

ДК 621.592(09)

Радченко, В.: **Современные стремления в конструкции поршневых детандеров.**

Рассматриваются конструктивные типы поршневых детандеров, применяемых в настоящее время в криотехнике.

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1. стр. 35–40

ДК 621.835 : 531.767/.768

Опря, И., Кристодореску, М.: **Об определении скорости и ускорения на кулачковом механизме с толкателем сплоской пяткой, при помощи метода векто риальных уравнений.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). № 1. стр. 41–43

ДК 621.825.6.001.5

Дудуцэ Ф .: **Систематизация бикарданных гомокинетических сцеплений.**

Construcţia de Maşini, 20 (1968). № 1. стр. 44–48

ДК 621.001.24 : 53.072.2

Градин, Г.: **Новые методы вычисления машин. Подобие-аналогия. Представлен синтез применения подобия в области машиностроения.**

Construcţia de Maşini, 20 (1968). № 1. стр. 48–56

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.43.011

Aramă, C. und *Borilă, Gh.* : **Vorausbestimmung der Leistungskennziffern, der Verbrennungsmotoren.**

Es werden die Möglichkeiten einer Vorausbestimmung der Leistungskennziffern eines Motors im Zusammenhang mit den Funktionskenndaten im Hinblick auf die Gewährleistung einer gegebene Betriebsdauer untersucht.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 3–4

DK 629.113–578.001.57

Trică, Gh., Drăghici, I. und *Alexandru, P.* : **Über die Modellierung des Kraftwagengetriebes für die Untersuchung der dynamischen Belastungen.**

Es werden einige Aspekte der Modellierung des Kraftwagengetriebes im Hinblick auf das Studium dynamischen Belastungen bei einem plötzlichen Einlegen der Kupplung dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 5–10

DK 621.91 001.24

Lăzărescu, I. und *Abrudan, G.* : **Ein neues Bestimmungsverfahren der konstruktiven geometrischen Parameter der spanabhebenden Werkzeuge.**

Es wird ein analytisches und graphisches Verfahren für die Berechnung der geometrischen Bauparameter eines spanabhebenden Werkzeugs dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 11–16

DK 621.432.3.001.24

Todicescu, A. : **Prinzipien der analytischen Berechnung der Nachfüllung bei Viertakt-Verbrennungsmotoren.**

Es wird ein Berechnungsverfahren für den Nachfüllvorgang bei Viertakt-Verbrennungsmotoren vorgeschlagen, wobei das Verhältnis des Temperaturanstiegs und das Verhältnis der Verdichtung in dem als polytrop angesehenem Vorgang in Betracht gezogen werden.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 16–21

DK 621–772.001.24 :519.2

Soneriu, N. : **Bestimmung des Verbrauchs an Ersatzteilen mit Hilfe der mathematischen Statistik.**

Es wird ein neues statistisches Verfahren zur genauen Bestimmung des Verbrauchs an Ersatzteilen dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 21–27

DK 621.165–226.2 : 621 224–226.2 :621.91

Popa, A. und *Niculescu, A.* : **Einige Aspekte der spanabhebenden Bearbeitung der Turbinenschaufeln mit aerodynamischem Profil durch das Erzeugungsverfahren.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 27–35

DK 621.592 (09)

Radcenco, V. : **Moderne Ausrichtungen im Bau der Expansionskolbenmaschine.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 35–40

DK 621.835 : 531.767.768.

Oprea, I. und *Cristodorescu, M.* : **Über die Bestimmung der Geschwindigkeit und Beschleunigung eines Nockengetriebes mit Stössel durch die Methode der Vektorgleichungen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 41–43

DK 621.825.6.001.5

Dudiţă, Fl.: **Systematisierung der homokinetischen Doppelkardankupplungen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 44–48

DK 621.001.24 : 53.072.2

Gradin, Gh. : **Neue Verfahren in der Berechnung der Maschinen. Ähnlichkeit-Übereinstimmung.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 1.. S. 48–56

CONTENTS

DC 621.43.011

Aramă, C. and *Borilă, Gh.*: **On the rating of internal-combustion engines.**

The possibilities of rating the performanes of certain engines are analysed relating to the work regime characteristics with the purpose of ensuring a given durability.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 3–4

DC 629.113–578.001.57

Trică, Gh., Drăghici, I., Alexandru, P. : **About the modelling (pattern making) of the transmission of the cars for the study of the dynamic strains.**

Some aspects of the cars transmission modelling are presented with the object of studying the dynamic strains in the case of sudden coupling of the clutch.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 5–10

DC 621.91.001.24

Lăzărescu, I., Abrudan, G. : **A new method for the determination of the constructive geometric parameters of the cutting tools.**

The authors present an analytic and graphic method for the computation of the constructive geometric parameters of a cutting tool.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 11–16

DC 621.432.3.001.24

Todicescu, A. : **Principles of analytic calculus of the postfilling in four-stroke internal combustion engines.**

A method of the postfilling process computation in four-stroke internal combustion engines is proposed considering the increase ratio of the temperature and the compression ratio in the polytropic considered process.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 16–21

DC 621–772.001.24 :519.2

Soneriu, N. : **The establishment of the spare part consumption by means of the mathematical statistics.**

In the article is presented a statistic method for the correct determination of the spare part consumption.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 21–27

DC 621.165–226.2 : 621.224–226.2 : 621.91

Popa, A., Niculescu, A. : **Some aspects of the processing by cutting of the turbine blades with aerodynamic profile by means of the generation method.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 27–35

DC 621.592 (09)

Radcenco, V. : **Modern trends in the construction of the expansion engines.**

Construcţia de Maşini 20(1968), nr. 1, p. 35–40

DC 621.835 : 531.767/.768

Oprea, I., Cristodorescu, M. : **About the determination of the speed and the acceleration at a cam gear with flat pusher heel by means of the vectorial equations.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 41–43

DC 621.825.6.001.5

Dudiţă, Fl. : **The systematization of the homokinetic bicardan couplings.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 44–48

DC 621.001.24 : 53.072.2

Gradin, Gh. : **New methods in the calculus of the machines. Similitude-analogy.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 1, p. 48–56

SOMMAIRE

CD 621.43.011

Aramă, C., Borilă, Gh. : **Sur le tarage des moteurs à combustion interne.**

On étudie la possibilité de préétablir les performances de certains moteurs, compte tenu des caractéristiques du régime fonctionnel, afin d'assurer une certaine endurance requise.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 3–4

CD 629.113–578.001.57

Trică, Gh., Drăghici, I., Alexandru, P. : **Sur le modelage de la transmission de l'automobile en vue de l'examen des sollicitations dynamiques.**

On présente quelques aspects du modelage de la transmission de l'automobile en vue de l'examen des sollicitations dynamiques lors du couplage brusque de l'embrayage.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no.1, p. 5–10

CD 621.91.001.24

Lăzărescu, I., Abrudan, G. : **Une nouvelle méthode de détermination des paramètres géométriques constructifs des outils à découper.**

Les auteurs exposent une méthode analytique et graphique pour le calcul des paramètres géométriques constructifs d'un outil à découper.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 11–16

CD 621.432.3.001.24

Todicescu, A. : **Principes du calcul analytique du postremplissage dans les moteurs à combustion interne à quatre temps.**

On donne une méthode de calcul du processus de postremplissage dans les moteurs à combustion interne à quatre temps, en tenant compte du rapport d'augmentation de la température et du rapport de compression durant ce processus, qui est considéré comme étant polytropique.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 16–21

CD 621–772.001.24 :519.2

Soneriu, N. : **La détermination de la consommation des pièces d'échange à l'aide de la statistique mathématique.**

On présente une méthode statistique pour la détermination correcte de la consommation des pièces d'échange.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 21–27

CD 621.165–226.2 : 621.224 – 226.2 :.612.91

Popa, A., Niculescu, A. : [**Quelques aspects de l'usinage par coupe des aubes de turbine à profil aérodynamique, par la méthode de la génération.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 27–35

CD 621.592 (09)

Radcenco, V. : **Tendances modernes dans la construction des détenteurs à piston.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no 1, p. 35–40

DC. 621.835 :531.767.768

Oprea, I., Cristodorescu, M. : **Sur la détermination de la vitesse et de l'accélération d'un mécanisme à came à taquet à talon plat, par la méthode des équations vectorielles.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 41–43

CD 621.825.6.001.5

Dudiţă, Fl. : **La systématisation des joints à cardan double homocinétique.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 44–48

CD 621.001.24 :53. 072.2

Gradin, Gh. : **Méthodes nouvelles dans le calcul des machines. La similitude — l'analogie.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 1, p. 48–56

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

CONFERINȚA NAȚIONALĂ A PARTIDULUI COMUNIST ROMÂN

7—9 DECEMBRIE 1967

Eveniment de însemnătate primordială în dezvoltarea economică, politică şi socială a ţării noastre, Conferinţa Naţională a Partidului Comunist Român a adoptat un vast program de măsuri în vederea perfecţionării întregii activităţi economice şi sociale din România Socialistă.

Exprimînd cerinţele obiective ale etapei actuale de dezvoltare a societăţii noastre, aplicarea acestui cuprinzător ansamblu de măsuri va duce la ridicarea calitativă a întregii opere de construire a noii orînduiri sociale în patria noastră.

Desfăşurarea lucrărilor Conferinţei Naţionale, precum şi vasta dezbatere publică a documentelor, care a precedat-o, au dovedit adeziunea unanimă a poporului nostru faţă de politica partidului pusă în slujba intereselor fundamentale ale poporului român. În acelaşi timp a reieşit cu prisosinţă voinţa neşovăitoare a tuturor de a lupta cu energie şi elan patriotic pentru înfăptuirea programului trasat de Conferinţa Naţională, chezăşie a ridicării patriei noastre pe culmi şi mai înalte ale civilizaţiei socialiste.

Încadrîndu-se în mod organic în politica marxist-leninistă creatoare pe care partidul o promovează în toate domeniile, lucrările Conferinţei Naţionale au confirmat profundul spirit novator şi realismul cu care se abordează problemele fundamentale ale progresului României. Pornind de la studierea atentă şi multilaterală a realităţilor ţării, ţinînd seamă de cerinţele obiective ale fiecărei etape şi întemeindu-se pe principiile fundamentale ale economiei socialiste, partidul nostru a generalizat şi a fructificat experienţa acumulată în practica construirii socialismului, a manifestat o permanentă receptivitate faţă de schimbările intervenite, promovînd consecvent noul în viaţa socială, adoptînd soluţii în vederea asigurării concordanţei între relaţiile de producţie şi formele organizării sociale, pe de o parte, şi dezvoltarea forţelor de producţie, pe de altă parte.

Lucrătorii din economie au primit o viziune clară asupra proceselor de dezvoltare a societăţii noastre socialiste, asupra sensului fenomenelor şi tendinţelor economice şi sociale particulare stadiului actual al ţării noastre. Documentele Conferinţei Naţionale au arătat că valorificarea tot mai deplină a superiorităţii orînduirii noastre pretinde perfecţionarea aplicării principiului centralismului democratic *în întreaga viaţă socială. Aceasta trebuie înţeles atît în sensul ridicării nivelului deciziilor la toate treptele activităţii economice şi sociale, cît şi în acela al dezvoltării autonomiei şi extinderii atribuţiilor şi competenţei unităţilor economice de bază, ale organelor locale ale puterii de stat, al stimulării iniţiativei cadrelor din economie, a maselor largi populare. Un rol mai mare va căpăta folosirea judicioasă a pîrghiilor economice în întreaga sferă a producţiei de bunuri materiale.*

În acelaşi timp îmbunătăţirea formelor şi metodelor de organizare economică devine de o importanţă deosebită, date fiind condiţiile dezvoltării economice rapide, ale modernizării şi diversificării tot mai accentuate a ramurilor economiei naţionale în raport cu cererile revoluţiei tehnico-ştiinţifice contemporane.

Conferinţa Naţională a adoptat măsuri care stabilesc o structură organizatorică mai suplă, care permite funcţionarea optimă a întregului aparat economic, perfecţionarea mecanismului conducerii centralizate, apropierea organelor de conducere de producţie. Fără îndoială că eliminarea unor excese centraliste ca şi a paralelismelor şi verigilor intermediare inutile, care îngreuiază rezolvarea operativă a problemelor şi generează tendinţe de fugă de răspundere, va duce la dezvoltarea competenţei, a răspunderii şi iniţiativei tuturor unităţilor economice.

Soluţiile originale preconizate în complexul de măsuri trasate de Conferinţa Naţională vor permite utilizarea cu şi mai mare eficienţă a potenţialului uman şi material al societăţii noastre socialiste. Toate aceste soluţii sînt expresia modului creator în care partidul nostru aplică adevărurile universal valabile ale învăţăturii marxist-leniniste, legile generale ale construcţiei socialiste la condiţiile concrete şi particularităţile ţării noastre.

Sprijinindu-se pe studierea adîncită a legităţilor socialismului, a realităţilor noastre, soluţiile preconizate prin hotărîrile Conferinţei Naţionale vor stimula şi mai mult puternicul suflu novator imprimat întregii activităţi a ţării de Congresul al IX-lea al P. C. R., vor contribui la înlăturarea a tot ce e perimat, anacronic în formele şi metodele de organizare, vor asigura participarea tot mai activă a maselor largi la rezolvarea treburilor obşteşti.

În faţa noastră a tuturor avem un grandios program de lucru. Sarcina esenţială este acum transpunerea lui în viaţă. Înfăptuirea cu succes a acestei sarcini depinde în măsură hotărîtoare de rapiditatea cu care spiritul înnoitor şi raţional care străbate măsurile va deveni o caracteristică a muncii tuturor. Rolul decisiv îl au calitatea muncii, competenţa, spiritul de răspundere, perseverenţa cu care vor fi traduse în viaţă măsurile stabilite de Conferinţa Naţională, aşa cum se arată în Rezoluţia Conferinţei : „Cu convingerea că măsurile adoptate deschid largi perspective de muncă creatoare, de succese şi satisfacţii pentru întregul popor, Conferinţa Naţională a Partidului Comunist Român cheamă masele largi de muncitori, ţărani şi intelectuali, pe toţi oamenii muncii, indiferent de naţionalitate, să-şi pună întreaga energie şi capacitate de muncă, talentul şi cunoştinţele în slujba înfăptuirii acestui însufleţitor program de construcţie economică şi socială, de care depinde ridicarea patriei noastre pe culmi şi mai înalte de civilizaţie şi bunăstare, înflorirea continuă a naţiunii noastre, a Republicii Socialiste România, creşterea aportului ei la cauza socialismului şi păcii în lume".

Conferinţa Naţională a Partidului Comunist Român a adoptat hotărîri care reprezintă un vast material de lucru pentru toate sectoarele vieţii social-economice, *şi care au polarizat atenţia şi interesul întregului colectiv de lucrători din cadrul industriei construcţiilor de maşini.*

Acţiunea amplă de analiză a problemelor organizării ştiinţifice a producţiei şi a muncii iniţiată de conducerea partidului a îmbrăcat un caracter de masă în întreprinderile constructoare de maşini prin antrenarea specialiştilor din toate domeniile de activitate care, pe baza studiilor elaborate, au reuşit să găsească soluţii pentru realizarea şi depăşirea sarcinilor prevăzute în planul cincinal. Astfel, prin descoperirea şi valorificarea de noi rezerve interne, prin utilizarea mai bună a potenţialului tehnic de care dispun întreprinderile, se prevede pe ansamblul Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, pe această perioadă, o producţie suplimentară de aproape şapte miliarde lei, în paralel cu ridicarea eficienţei generale a activităţii. Măsurile luate în cadrul acestei activităţi se oglindesc şi în realizările anului 1967, care se încheie cu o depăşire a producţiei globale cu aproape un miliard şi jumătate lei şi cu circa 600 milioane lei a beneficiilor planificate. De asemenea, s-a reuşit rentabilizarea prin efortul propriu al întreprinderilor a unui important număr de produse, precum şi rentabilizarea completă a produselor cu pierderi la 15 întreprinderi.

Măsurile cu privire la perfecţionarea conducerii şi planificării economiei naţionale, în cadrul organizatoric preconizat, acordă centralelor industriale un rol important în conducerea industriei. Aceasta reprezintă o cerinţă a marii producţii industriale moderne. În Raportul prezentat Conferinţei Naţionale de către tovarăşul secretar general Nicolae Ceauşescu se subliniază pe drept cuvînt că în economia noastră naţională se accentuează procesul de concentrare şi diversificare a producţiei, se extind legăturile de cooperare şi specializare între ramuri şi întreprinderi. Ţinînd seamă de acest proces obiectiv, s-a preconizat constituirea centralelor industriale, complexe industriale puternice, menite să asigure o înaltă rentabilitate şi eficienţă economică. Experienţa mondială a industriei constructoare de maşini a dovedit că, în condiţiile revoluţiei tehnico-ştiinţifice contemporane, formarea unor grupuri industriale puternice, capabile să desfăşoare o activitate complexă de cercetare şi dezvoltare tehnică, să organizeze o producţie integrată şi elastică, să susţină o reţea amplă de desfacere în ţară şi în străinătate, este o condiţie de competivitate. Aşa cum a arătat tov. ing. Mihai Marinescu, ministrul industriei constructoare de maşini, în luarea sa de cuvînt în cadrul lucrărilor Conferinţei Naţionale, din studiile întocmite şi ţinînd seamă de specificul acestei industrii, a rezultat că întreprinderile Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini pot fi grupate în opt centrale industriale, organizate pe principiul specializării în fabricaţie de grupe de produse omogene, cu caracter constructiv tehnologic apropiat, dispunînd de un grad ridicat de integrare şi de toate mijloacele necesare introducerii tehnicii avansate. Aşa, de exemplu, prin organizarea unor centrale industriale pentru fabricaţia mijloacelor de transport se creează o unitate economică complexă, capabilă să răspundă cu forţe proprii la acoperirea necesarului economiei naţionale cu astfel de produse şi să desfăşoare o activitate proprie de export. Centrala de maşini-unelte şi mecanică fină, grupînd uzinele producătoare de maşini-unelte, un institut de cercetare şi proiectare şi o întreprindere de comerţ exterior, va putea răspunde mai concret la cerinţele producţiei, la promovarea exportului. Prin institutul de cercetare şi proiectare se vor putea analiza cu competenţă cererile beneficiarilor, avizînd importul de maşini-unelte pe întreaga economie.

Pentru a se putea organiza proiectarea, fabricarea şi livrarea de instalaţii tehnologice complexe, la nivelul cerinţelor actuale, pentru furniturile interne, precum şi pentru export, este necesară cuprinderea în cadrul unei centrale de utilaj şi instalaţii industriale atît a marilor uzine de utilaj greu, cît şi a uzinelor producătoare de ansamble de uz general (pompe, armături etc.). Această centrală, avînd în coordonare activitatea a cinci institute şi un centru de proiectare şi cercetare, va putea să devină furnizor general de utilaje în domeniul termoenergeticii şi hidroenergeticii, industriei extractive şi de rafinării, industriei chimice, mecanismelor de ridicat şi transportat etc.

Centralele industriale astfel construite vor fi unităţi economice cu gestiune proprie şi vor fi legate direct de activitatea desfăşurată de unităţile în subordine. Centrala va primi indicatorii de plan de la minister şi îi va repartiza pe întreprinderile sale în funcţie de capacităţile existente şi structura comenzilor primite.

Faptul că pe lîngă centralele industriale vor funcţiona institute de cercetare şi proiectare face ca acestea să dispună de principala pîrghie pentru a influenţa amploarea şi viteza de asimilare a produselor noi, pentru a determina perspectiva şi prin aceasta însăşi existenţa întreprinderilor. Institutele de proiectare şi cercetare de pe lîngă centrală trebuie să devină factori hotărîtori în aplicarea noutăţilor tehnice, în diversificarea producţiei şi în promovarea exportului. Ele trebuie să materializeze în timpul cel mai scurt capacitatea de creaţie şi de gîndire prin aplicarea în producţie a cerinţelor impuse de progresul tehnic.

Aplicarea formelor noi de organizare impune antrenarea specialiştilor din uzine, institute şi ministere, care va trebui să ţină seamă de specificul producţiei şi să găsească cele mai bune şi mai simple forme şi relaţii, hotărîtoare în creşterea eficienţei economice, pe care le ridică aplicarea în practică a sarcinilor trasate de Conferinţa Naţională. Directivele cu privire la perfecţionarea conducerii şi planificării economiei naţionale constituie pentru toţi oamenii muncii din industria constructoare de maşini un puternic imbold pentru a-şi dovedi capacitatea de cuprindere a sarcinilor măreţe care le stau în faţă, pentru a-şi mări contribuţia la sporirea avuţiei naţionale, la ridicarea bunăstării poporului nostru.

Însufleţit de o fierbinte dragoste de patrie, de ataşament neabătut faţă de politica partidului, întregul popor va răspunde prin noi succese în munca creatoare chemării adresate de secretarul general al C. C. al P. C. R., tovarăşul Nicolae Ceauşescu, în cuvîntul de închidere a lucrărilor Conferinţei Naţionale: ,,Înfăptuirea marilor sarcini ce ne stau în faţă cere eforturi şi mai susţinute din partea noastră. Avem convingerea că toate hotărîrile adoptate vor fi traduse în viaţă cu consecvenţă şi fermitate, asigurînd astfel ridicarea României pe noi culmi de civilizaţie''.

Înfăptuirea măreţului program de dezvoltare multilaterală a ţării stabilit de Conferinţa Naţională a Partidului Comunist Român constituie cauza întregului popor. Strîns unit în jurul partidului, a conducerii sale încercate, poporul român va asigura înaintarea neîntreruptă a României pe calea desăvîrşirii construcţiei socialiste, pe drumul spre comunism.

Revista
CONSTRUCŢIA
DE MAŞINI

1949 - 1968
XX

La XX de ani de existenţă

Revista Construcţia de Maşini împlineşte 20 de ani de existenţă.

Eveniment important al vieţii sale, el dă prilej pentru retrospecţiune, dar şi pentru gînduri cu privire la perfecţionarea viitoare a revistei.

Înfiinţată în anul 1949 ca buletin al Ministerului Industriei, un an mai tîrziu revista noastră a fost organizată sub titlul de Metalurgia şi Construcţia de Maşini.

Contemporană a marilor eforturi, a muncii însufleţite pentru refacerea economiei naţionale, încă din primii ani ai regimului popular, precum şi a trecerii la înfăptuirea vastei opere de construire a socialismului, revista a ilustrat în paginile sale realizările industriei noastre constructoare de maşini, a dezbătut principalele aspecte tehnico-economice ale numeroaselor probleme ridicate de industrializarea socialistă, a pus la dispoziţia lucrătorilor din ramura construcţiei de maşini materiale care i-au ajutat în munca lor de documentare, cercetare, proiectare şi fabricaţie.

O dată cu dezvoltarea impetuoasă a industriei metalurgice şi a industriei constructoare de maşini, cu creşterea numerică a domeniilor şi direcţiilor care trebuiau cuprinse, precum şi cu bogăţia materialelor ilustrative ale preocupărilor şi realizărilor, s-a produs necesitatea scindării revistei. Astfel, revista noastră şi-a continuat activitatea, din 1963, sub numele de Construcţia de Maşini. Cu această ocazie a devenit posibilă realizarea unor îmbunătăţiri de fond şi de ţinută grafică ale revistei. Astfel, s-a îmbunătăţit cuprinderea domeniilor de specialitate cu materiale publicate în fiecare număr al revistei. Majoritatea acestora au reprezentat contribuţii originale şi valoroase la rezolvarea unor probleme de mare importanţă pentru dezvoltarea industriei construcţiilor de maşini.

O trăsătură comună a tuturor eforturilor depuse pentru creşterea eficienţei tehnico-ştiinţifice a revistei a fost preocuparea continuă de a contribui la introducerea şi generalizarea tehnicii noi, la promovarea progresului tehnic, la creşterea productivităţii muncii şi reducerea preţului de cost în industria construcţiilor de maşini. Astfel, numeroase materiale au dezbătut problemele fundamentale ale asimilării în fabricaţie a unor noi produse, ale simplificării constructive, ale unificării şi specializării. De asemenea, un loc însemnat l-au ocupat materialele asupra noilor procedee şi procese tehnologice. Se poate afirma că revista a sprijinit în mod eficient pe constructorii de maşini din ţara noastră în contribuţia lor hotărîtoare la utilarea economiei naţionale cu mijloace tehnice înaintate.

Revista a fost prezentă şi în acţiunile privitoare la protecţia muncii şi la organizarea producţiei, publicînd numeroase materiale originale din aceste domenii.

De un mare interes s-au dovedit numerele cu tematică profilată pe un singur domeniu de specialitate. Astfel de numere speciale s-au publicat din domenii ca de pildă : sudură, maşini-unelte, motoare cu ardere internă, autovehicule.

Paginile revistei au găzduit şi acţiunea de popularizare a brevetelor înregistrate de autori români.

În fine, merită remarcată secţiunea de documentare a revistei care a fost amplificată şi mult îmbunătăţită în ceea ce priveşte conţinutul şi diversitatea sa.

În decursul celor două decenii de apariţie, revista noastră a reuşit să fie cunoscută şi apreciată unanim peste hotare. Numeroase publicaţii străine recenzează articolele apărute în revista noastră. Redacţia a primit şi multe cereri din partea unor specialişti de peste hotare de a căpăta informaţii mai ample despre lucrările tipărite în paginile revistei. S-a solicitat de către reviste cu profil similar şi publicarea de către acestea a unora dintre articolele apărute în revista noastră. Multe personalităţi cunoscute din străinătate au avut prilejul de a publica lucrări originale în revista noastră, la cererea lor.

Toate acestea îndreptăţesc afirmaţia că revista noastră a avut un rol însemnat şi în ceea ce priveşte acţiunea de a face cunoscute în străinătate contribuţiile valoroase ale constructorilor noştri de maşini.

Sarcinile actuale ale revistei sînt de a îmbunătăţi în continuare munca sa în vederea traducerii în viaţă a însufleţitoarelor directive de partid şi de stat care stau în faţa constructorilor de maşini din ţara noastră. În perioada următoare, sarcina principală a revistei este aceea de a promova, în domeniul său de specialitate, publicarea de materiale care să studieze temeinic căile perfecţionării organizării şi conducerii producţiei, precum şi pe acelea ale ridicării continue a eficienţei economice.

Cu prilejul împlinirii a douăzeci de ani de existenţă, colectivul lucrătorilor redacţiei revistei Construcţia de Maşini îşi exprimă convingerea că va reuşi, cu sprijinul numeroşilor săi colaboratori, să asigure revistei noi şi noi succese în nobila sa misiune de a reprezenta activitatea constructorilor de maşini din ţara noastră.

BULETINUL
MINISTERULUI
INDUSTRIEI
1
AUGUST 1949
metalurgia
şi
construcţia de maşini
12
CONSTRUCŢIA
DE MAŞINI
12

CZ 621.43.011

Cu privire la tararea motoarelor cu ardere internă

Prof. Constantin ARAMĂ şi Gheorghe BORILĂ

Necesitatea acoperirii cerinţelor multiplelor domenii de exploatare existente cu motoare cu ardere internă pretinde, printre altele, corelarea cu raţionalizarea producţiei de tipuri diferite de motoare. Astfel, este de la sine înţeles că folosirea unui singur tip de motor pentru domenii diferite de exploatare oferă o soluţie avantajoasă din punct de vedere al fabricaţiei. Fără îndoială că o astfel de soluţie trebuie să satisfacă şi cerinţele fiecărui domeniu de exploatare în parte, în ceea ce priveşte în primul rînd nivelul puterii furnizate şi al duratei acceptabile de serviciu.

Diferitele domenii de utilizare existente ale motoarelor se deosebesc între ele prin valoarea puterii cerute în regim nominal, prin nivelul folosirii puterii motorului şi prin gradul de variaţie a încărcării în timp, adică prin caracterul serviciului prestat.

Rezultă deci că folosirea aceluiaşi tip de motor pentru diferite tipuri de servicii pretinde stabilirea, în fiecare caz în parte, a nivelului regimului nominal (continuu la turaţia nominală) indicat de uzina constructoare în interiorul unei perioade de timp, care poate fi durata între două reparaţii capitale.

Ansamblul operaţiilor care duce la precizarea în primul rînd a coordonatelor regimului nominal al unui motor pentru o utilizare dată, pentru un tip de serviciu dat, a fost numit ,,tararea'' motorului [1].

Fireşte, rezolvarea definitivă a unei astfel de probleme nu este posibilă fără acumularea a numeroase date şi informaţii de natură experimentală atît asupra comportării şi calităţilor energetico-mecanice ale motoarelor, cît şi asupra naturii serviciului în cauză. Matematizarea corelaţiilor extrem de complexe dintre numeroşii factori care intră în joc, majoritatea acestora avînd un caracter aleatoriu, nu poate fi încă realizată.

Folosind cunoştinţele acumulate pînă în prezent, precum şi experienţa lor proprie în această direcţie, autorii şi-au propus să contribuie la îmbunătăţirea metodei de tarare a motoarelor, mai ales în sensul de a stabili unele criterii valorice care să dirijeze eventualele verificări experimentale şi să scurteze prin aceasta durata necesară obţinerii unor valori certe pentru regimul nominal garantat.

Se poate accepta că valoarea energiei furnizată de un motor cu orice tip de serviciu în durată totală de funcţionare (durabilitate) τ este o constantă :

$$\tau \cdot P_{en} \cdot \Delta = \text{const.} \tag{1}$$

În această relaţie s-a notat cu P_{en} valoarea puterii nominale garantată de constructor şi cu Δ — factorul care apreciază caracterul regimului de încărcare a motorului :

$$\Delta = \varkappa \cdot \eta. \tag{2}$$

Astfel, nivelul de folosire a puterii nominale, care urmează a fi stabilită, este precizat în primul rînd de coeficientul de sarcină $\varkappa$, cunoscut pentru fiecare tip de serviciu căruia i se destină motorul. În acest sens, de mare interes este, fireşte, şi gradul de variaţie a sarcinilor, η.

De pildă, dacă tipul de serviciu cu cea mai mare variabilitate a sarcinilor, cum este tracţiunea, este caracterizat cu $\eta = 1{,}0$, atunci un tip de serviciu care, relativ la primul, are o variaţie a sarcinilor mai redusă cu 20%, va avea $\eta = 0{,}8$.

Se înţelege că tipul de serviciu caracterizat printr-un coeficient mare de sarcină supune motorul la solicitări ridicate în funcţionare. De asemenea, cu cît este mai mare gradul de variaţie al încărcărilor tipului de serviciu, cu atît este mai ridicat nivelul solicitărilor.

Din relaţia (1) se observă că pentru diferite tipuri de regimuri (*I*, *II*, *III*) rezultă :

$$\tau_I P_{enI} \Delta_I = \tau_{II} P_{enII} \Delta_{II} = \tau_{III} P_{enIII} \Delta_{III} = \ldots \tag{3}$$

Ca urmare, pentru factori Δ diferiţi, de exemplu $\Delta_I < \Delta_{II} < \Delta_{III}$ dacă se menţin puterile nominale garantate neschimbate,

$$P_{enI} = P_{enII} = P_{enIII},$$

atunci cu necesitate trebuie modificate duratele de serviciu :

$$\tau_{III} < \tau_{II} < \tau_I,$$

ca urmare a creşterii nivelului solicitărilor de la tipul de serviciu *I* la *II* şi *III*.

Cum însă, în general, este preferabil să se garanteze aceeaşi durabilitate, indiferent de tipul serviciului :

$$\tau_I = \tau_{II} = \tau_{III}$$

se observă din relaţia (3) că această împrejurare devine posibilă numai prin tararea diferenţiată a motorului la cele trei tipuri de serviciu diferite :

$$P_{enIII} < P_{enII} < P_{enI}.$$

În figura 1 se arată trei tipuri principale de servicii:

I — tracţiunea, al cărei caracter de folosire redusă a puterii nominale şi de mare variaţie a sarcinilor este evident;

II — comanda unor agregate cu un caracter de folosire mai completă a puterii nominale şi cu un caracter mai redus de variaţie a sarcinilor (ca de pildă comanda electrogeneratoarelor sau a grupurilor de foraj);

III — antrenarea de agregate cu un mare grad de folosire a puterilor nominale şi cu un caracter mai redus de variaţie a încărcărilor (ca de pildă la comanda pompelor).

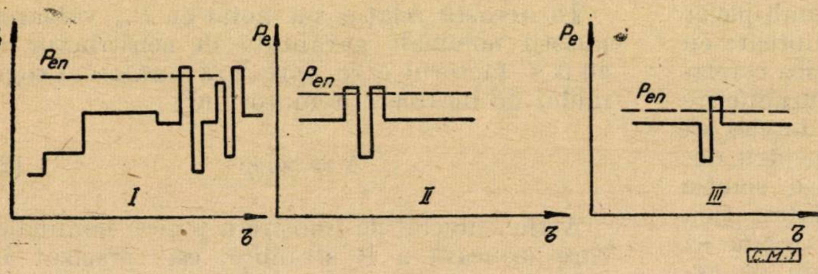


Fig. 1

Analiza a numeroase cicluri pentru tipurile de serviciu menţionate ne-a condus la posibilitatea stabilirii datelor medii din tabela 1.

Tabela I

Tipul serviciului	χ	η	Δ
I	0,50	1,00	0,500
II	0,70	0,80	0,560
III	0,95	0,70	0,665

Folosind metodele tarării la bancul de probe [1], se poate cunoaşte valoarea puterii maxime continue la orice turaţie (fig. 2). Pentru turaţia nominală cerută n_n, se poate lua:

$$P_{en_I} = P_{en\ (banc)} \tag{4}$$

dat fiind caracterul de încărcare al tipului I de sarcini.

Dacă se cere:

$$\tau_I = \tau_{II} = \tau_{III}$$

relaţia (1) devine:

$$P_{en_I}\,\Delta_I = P_{en_{II}}\,\Delta_{II} = P_{en_{III}}\,\Delta_{III}\,. \tag{5}$$

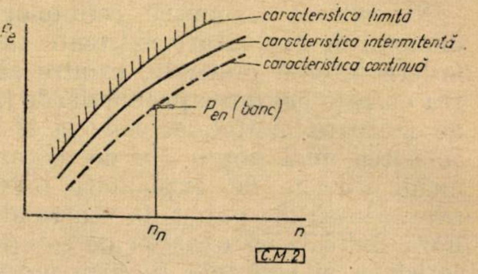


Fig. 2

Luînd pentru exemplificare:

$$P_{en\ (banc)} = P_{en_I} = 350\ \text{CP}$$

se observă că, folosind datele din tabela 1 şi relaţia (5), puterile nominale pentru regimurile *II* şi *III* rezultă:

$$P_{en_{II}} = \frac{\Delta_I}{\Delta_{II}}\,P_{en_I} = \frac{0{,}500}{0{,}560}\,350 = 312\ \text{CP}$$

$$P_{en_{III}} = \frac{\Delta_I}{\Delta_{III}}\,P_{en_I} = \frac{0{,}500}{0{,}665}\,350 = 263\ \text{CP}.$$

Se observă că, dacă s-ar conserva puterile nominale pentru cele trei tipuri diferite de servicii, durata de funcţionare ar trebui scăzută cu circa 12% pentru serviciul *II*, respectiv cu circa 33% pentru serviciul *III*, în comparaţie cu serviciul *I*.

Datele precedente sînt satisfăcător verificate de practica existentă la tararea motoarelor de către majoritatea constructorilor de motoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* şi *Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici. Bucureşti, Ed. tehnică, 1966, p. 605–621.

CZ 629.113−578.001.57

Unele aspecte ale influenței amortizorului de oscilații torsionale asupra solicitării transmisiei automobilelor*

Gheorghe TRICĂ, Ion DRĂGHICI și Petre ALEXANDRU

În cazul mișcării tranzitorii, sistemul elastic al transmisiei automobilului suportă oscilații de răsucire care duc la apariția unor sarcini suplimentare. Apariția sarcinilor dinamice este cauzată de variația bruscă a vitezei de circulație, de trecerea peste neregularitățile drumului, de cuplarea bruscă a ambreiajului și de variația periodică a cuplului motor (cauzată de forțele de inerție ale maselor cu mișcare de translație și de presiunea gazelor în cilindru).

Cuplarea bruscă a ambreiajului — atît la pornire, cît și în timpul mersului — face ca discul de presiune să capete o decelerare puternică ce contribuie la apariția unor forțe de inerție, mărind presiunea și deci momentul de frecare ale ambreiajului. În acest caz, frecarea dintre discurile ambreiajului nu mai limitează sarcinile dinamice decît la valori mari ale acestora. Aceste sarcini sînt cu atît mai periculoase cu cît cuplarea se efectuează la o turație mai mare, cînd energia cinetică a volantului este mare.

Pentru micșorarea sarcinilor dinamice la cuplarea bruscă a ambreiajului este necesară micșorarea rigidității globale a transmisiei prin introducerea unui element elastic suplimentar *1* (fig. 1) sau micșorarea vitezei de cuplare a discului de presiune prin introducerea unui limitator hidraulic de viteză [10], [11].

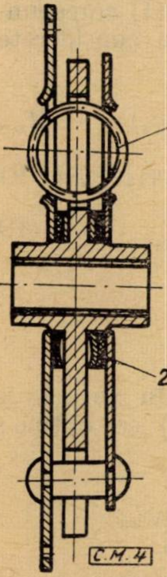


Fig. 1

De asemenea, pentru micșorarea sarcinilor dinamice și a amplitudinii oscilațiilor de răsucire se întrebuințează amortizoare cu fricțiune *2* (fig. 1), cuplate în serie, montate în discul condus al ambreiajului, care au efect pronunțat în cazul regimurilor de rezonanță.

Deși în ultimul timp au apărut o serie de lucrări ([6], [9], [13]) care urmăresc obținerea unei metodici de calcul al elementului elastic suplimentar și al amortizorului de oscilații din ambreiajele automobilelor, pînă în prezent, nu se poate socoti că această problemă este soluționată mulțumitor.

În cele ce urmează se prezintă unele aspecte ale modelării transmisiei automobilului pentru studiul solicitărilor dinamice. Se studiază ecuațiile mișcării oscilațiilor transmisiei ținînd seamă în special, de elementul elastic suplimentar și de amortizorul de oscilații torsionale (montate în discul condus al ambreiajului) precum și comportarea sistemului în regim de rezonanță.

Studiul modelului transmisiei de putere. Sistemele mecanice au, în general, un număr infinit de grade de libertate și duc la ecuații diferențiale neliniare, care, așa cum se știe, produc serioase dificultăți de soluționare, chiar dacă se urmărește un studiu calitativ al acestora. Lucrarea de față introduce în calcul o serie de ipoteze simplificatoare, care duc tot la modele liniare. Rezolvarea ecuațiilor diferențiale ale modelului duce la obținerea unor rezultate generale, care permit obținerea unor concluzii convenabile și pentru sistemul fizic real.

În lucrarea [3] se modelează transmisia automobilului printr-un sistem cu cinci mase, stabilindu-se ecuațiile diferențiale ale acestuia cu cîteva simplificări. Acest model al transmisiei de putere este un model relativ complex care permite un studiu detaliat al influenței maselor și elementelor elastice de legătură asupra regimurilor tranzitorii de funcționare.

În cazul studierii solicitărilor dinamice maxime și al pulsațiilor fundamentale se pot neglija influențele secundare ale maselor carcasei cutiei de viteze și carcasei transmisiei principale cum și ale rigidității suspensiei acestora. Modelul astfel simplificat al transmisiei automobilului cu o singură punte motoare este indicat în figura 2, unde :

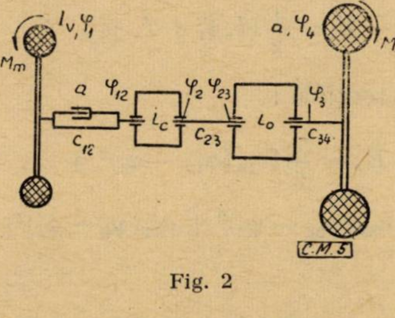


Fig. 2

I_v este momentul de inerție polar al volantului și al pieselor legate de acesta ;

$I_a = \frac{G_a}{g} r^2 + z\, I_r$ — momentul de inerție polar al maselor automobilului și al roților motoare, redus la axa planetară ;

---

* Lucrare prezentată la sesiunea științifică a Institutului politehnic Gh. Gheorghiu-Dej din București, mai, 1966.

r — raza de inerție a roții motoare;
z — numărul roților motoare;
G_a — greutatea automobilului;
I_r — momentul de inerție polar al roții motoare;
i_c — raportul de transmitere al cutiei de viteze;
i_0 — raportul de transmitere al transmisiei principale;
a — amortizorul de oscilații torsionale;
M_m, M_r — momentul motor, respectiv rezistent, variabile periodic;
c_{12}, c_{23}, c_{34} — rigiditățile la răsucire ale arborelui primar al cutiei de viteze, arborilor transmisiei cardanice și, respectiv, ale axelor planetare;
φ_1, φ_4 — unghiurile de rotire a maselor I_v, respectiv I_a;
φ_{12}, φ_2, φ_{23}, φ_3 — unghiurile de rotire relativă a extremităților arborilor respectivi din transmisie.

Metoda uzuală pentru rezolvarea sistemului cu două mase [5], [14] este aceea a ecuațiilor Lagrange, mișcarea sistemului a cărei poziție este dată de coordonatele generalizate q_i rezultînd din ecuația:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial E_c}{\partial q_i}+\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}+\frac{\partial E_p}{\partial q_i}=Q_i. \qquad (1)$$

În ecuația (1), energia cinetică a sistemului este dată de relața:

$$E_c=\frac{1}{2}\left(I_v\dot{\varphi}_1^2+I_a\dot{\varphi}_4^2\right), \qquad (2)$$

energia potențială:

$$E_p=\frac{1}{2}\left[c_{12}(\varphi_{12}-\varphi_1)^2+\right.$$
$$\left.+c_{23}(\varphi_{23}-\varphi_2)^2+c_{34}(\varphi_4-\varphi_3)^2\right] \qquad (3)$$

iar:

$$R=\frac{4}{\pi}I_v p^2\,\theta^2 \qquad (4)$$

reprezintă funcția disipată a lui Rayleigh. Această funcție ia în considerare frecările exterioare ale sistemului, energia disipată de amortizor într-un ciclu în cazul reglajului optim [14], adică pentru valoarea cuplului de frecare M_f pentru care rezultă consum maxim de energie [14]:

$$M_f=\frac{\sqrt{2}}{\pi}I_v\,\theta p^2,$$

în care:

$\theta=\varphi_{12}-\varphi_1$ reprezintă amplitudinea oscilațiilor de răsucire;
p — pulsația sistemului, deocamdată necunoscută.

Notînd:

$$\lambda=\frac{4}{\pi}I_v p^2$$

rezultă:

$$R=\lambda(\varphi_{12}-\varphi_1)^2.$$

Momentul de amortizare se creează printr-o strîngere convenabilă a amortizorului, în scopul realizării unui reglaj optim.

Alegînd drept coordonate generalizate φ_1, φ_{12}, φ_{23}, φ_4 și ținînd seamă de relațiile de legătură ale reductoarelor:

$$\varphi_2=\frac{\varphi_{12}}{i_c};\quad \varphi_3=\frac{\varphi_{23}}{i_0},$$

energia potențială dată de relația (3) devine:

$$E_p=\frac{1}{2}\left[c_{12}(\varphi_{12}-\varphi_1)^2+c_{23}\left(\varphi_{23}-\frac{\varphi_{12}}{i_c}\right)^2+\right.$$
$$\left.+c_{34}\left(\varphi_4-\frac{\varphi_{23}}{i_0}\right)^2\right]. \qquad (3')$$

Ca urmare, ecuațiile lui Lagrange (1) corespunzătoare coordonatelor generalizate considerate devin:

$$\begin{cases} I_v\ddot{\varphi}_1-c_{12}(\varphi_{12}-\varphi_1)-2\lambda(\varphi_{12}-\varphi_1)=-M_m; \\ c_{12}(\varphi_{12}-\varphi_1)-\dfrac{c_{23}}{i_c}\left(\varphi_{23}-\dfrac{\varphi_{12}}{i_c}\right)+2\lambda(\varphi_{12}-\varphi_1)=0; \\ c_{23}\left(\varphi_{23}-\dfrac{\varphi_{12}}{i_c}\right)-\dfrac{c_{34}}{i_0}\left(\varphi_4-\dfrac{\varphi_{23}}{i_0}\right)=0; \\ I_a\ddot{\varphi}_4+c_{34}\left(\varphi_4-\dfrac{\varphi_{23}}{i_0}\right)=+M_r. \end{cases} \qquad (1')$$

Notînd cu $x=c_{12}(\varphi_{12}-\varphi_1)$, din ecuația a doua și a treia a sistemului (1′) se obține:

$$\varphi_4=\frac{i_0\,c_{23}-\left(\varphi_{23}-\dfrac{\varphi_{12}}{i_c}\right)}{c_{34}}+\frac{\varphi_{23}}{i_0}=$$
$$=\frac{i_0}{c_{34}}i_c\left(x+\frac{2\lambda x}{c_{12}}\right)+\frac{i_c}{i_0c_{23}}\left(x+\frac{2\lambda x}{c_{12}}\right)+\frac{\varphi_{12}}{i_c i_0}$$

sau:

$$\varphi_4=x\left(1+\frac{2\lambda}{c_{12}}\right)\left(\frac{i_c i_0}{c_{34}}+\frac{i_c}{i_0c_{23}}\right)+\frac{\varphi_{12}}{i_c i_0}=$$
$$=\frac{x}{i_c i_0}\left[\left(1+\frac{2\lambda}{c_{12}}\right)\left(\frac{i_c^2 i_0^2}{c_{34}}+\frac{i_c^2}{c_{23}}\right)+\frac{1}{c_{12}}\right]+\frac{\varphi_1}{i_c i_0}.$$

Notînd rigiditatea redusă a transmisiei automobilului cu c_{ra} :

$$\frac{1}{c_{ra}} = \frac{1}{c_{12}} + \left(\frac{i_c^2}{c_{23}} + \frac{i_c^2\, i_0^2}{c_{34}}\right)\left(1 + \frac{2\lambda}{c_{12}}\right), \tag{5}$$

rezultă expresia :

$$i_c\, i_0\, \varphi_4 - \varphi_1 = \frac{1}{c_{ra}}\, x,$$

astfel că ecuaţia diferenţială va fi :

$$\frac{1}{c_{ra}}\, \ddot{x} = i_c\, i_0\, \ddot{\varphi}_4 - \ddot{\varphi}_1 .$$

Din prima şi ultima ecuaţie a sistemului (1′) rezultă :

$$\ddot{\varphi}_1 - \frac{x}{I_v}\left(1 + \frac{2\lambda}{c_{12}}\right) = -\frac{M_m}{I_v} \text{ şi } \ddot{\varphi}_4 + $$

$$+ \frac{i_c\, i_0}{I_a}\, x \left(1 + \frac{2\lambda}{c_{12}}\right) = \frac{M_r}{I_a} .$$

Ca urmare :

$$\frac{1}{c_{ra}}\, \ddot{x} + x\left(1 + \frac{2\lambda}{c_{12}}\right)\left(\frac{1}{I_v} + \frac{i_c^2\, i_0^2}{I_a}\right) = \frac{M_m}{I_v} + \frac{i_c\, i_0}{I_a}\, M_r . \tag{6}$$

Ecuaţia precedentă (6) este o ecuaţie diferenţială de ordinul doi, neomogenă :

$$\ddot{x} + p_a^2\, x = h_{a\,(t)} , \tag{7}$$

în care pulsaţia proprie fundamentală p_a este :

$$p_a = \sqrt{\left(1 + \frac{2\lambda}{c_{12}}\right)\left(\frac{1}{J_v} + \frac{i_c^2\, i_0^2}{J_a}\right) c_{ra}} , \tag{8}$$

iar factorul perturbator :

$$h_{(t)} = \left(\frac{M_m}{J_v} + \frac{i_c\, i_0}{J_a}\, M_r\right) c_{ra} . \tag{9}$$

Din relaţiile (8) şi (9) rezultă că, pentru micşorarea pulsaţiei proprii şi a factorului perturbator, este necesară micşorarea rigidităţii globale a transmisiei. De asemenea, micşorarea rigidităţii reduce posibilitatea apariţiei rezonanţei la frecvenţe înalte. Este deci necesară introducerea unui element elastic suplimentar în transmisia de putere a automobilului.

În cazul în care amortizorul de vibraţii, notat în figura 2 cu a, lipseşte (fig. 3), nu există nici funcţia disipativă şi $\lambda = 0$. Ca urmare, pulsaţia şi factorul perturbator sînt date de relaţiile :

$$p = \sqrt{\left(\frac{1}{I_v} + \frac{i_c^2\, i_0^2}{I_a}\right) c_r} = \frac{\sqrt{c_r}}{y} ; \tag{8'}$$

$$h_t = = \left(\frac{M_m}{I_v} + \frac{i_c\, i_0}{I_a}\, M_r\right) c_r . \tag{9'}$$

La aceste expresii se poate ajunge şi cu ajutorul modelului simplificat din figura 4.

În cele expuse s-a neglijat efectul patinărilor ambreiajului A (fig. 4) considerîndu-se $\varphi_{11} = \varphi_1$. În lucrarea [3] s-a arătat că studiul se poate face pe modelul în care s-a făcut abstracţie de ambreiaj, introducîndu-se un factor perturbator suplimentar $\varepsilon_{r\,(t)} = \dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_1$, ce reprezintă acceleraţia unghiulară relativă dintre discuri.

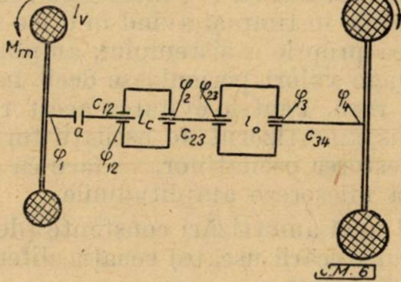


Fig. 3

Se observă că relaţiile (8′) şi (9′) se deosebesc de relaţiile (8) şi (9) doar prin factorul $\left(1 + \frac{2\lambda}{c_{12}}\right)$, care este supraunitar. Astfel, rigiditatea redusă şi factorul perturbator, în cazul transmisiei cu amortizor, se micşorează ($c_{ra} < c_r$, $h_a < h$), iar pulsaţia se modifică neesenţial, frecarea uscată nemodificînd substanţial pulsaţia proprie a sistemului.

Energia disipată se poate calcula introducînd în relaţia funcţiei disipative R pulsaţia proprie a sistemului fără amortizare, determinată cu ajutorul expresiei (8). Determinînd apoi valoarea coeficientului λ, se pot calcula toate mărimile caracteristice sistemului de amortizare.

În cazul în care pulsaţia factorului perturbator ω coincide cu pulsaţia proprie p a sistemului, apare fenomenul de rezonanţă.

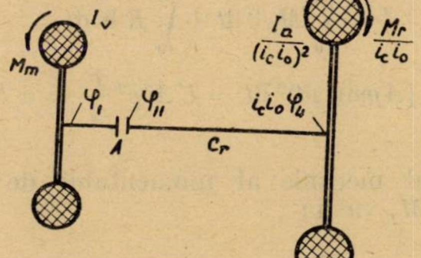


Fig. 4

În cazul maşinilor de transport, frecvenţele forţelor perturbatoare periodice au o gamă foarte largă, deoarece motorul funcţionează la regimuri diferite de turaţie. În plus, momentul transmis la arborele cotit reprezintă o sumă de momente variabile, avînd perioade multiple de turaţie. Dacă se mai iau în considerare şi toate frecvenţele proprii ale arborilor, se deduce că evitarea fenomenului de rezonanţă este aproape imposibilă.

Este deci absolut necesar să se determine amplitudinile vibraţiilor şi valorile sarcinilor de rezonanţă, ţinînd seama de amortizare.

Datorită faptului că regimurile de rezonanţă nu sînt stabile în timp şi avînd în orice situaţie amortizarea proprie a sistemului, amplitudinile nu vor atinge valori periculoase decît în cazuri destul de rare. Pentru evitarea acestor cazuri s-a introdus amortizorul de oscilaţii torsionale, care, la creşterea oscilaţiilor, va face ca energia disipată să micşoreze amplitudinile.

În cazul unei amortizări constante (de exemplu în cazul frecării uscate) ecuaţia diferenţială a mişcării ia forma :

$$\ddot{\theta} + p^2 \cdot \theta + \frac{M_t}{I} = \frac{h}{I} \cos \omega t, \qquad (10)$$

în care :

ω este pulsaţia momentului perturbator;

J — momentul de inerţie redus, dat de relaţia :

$$\frac{1}{I} = \frac{1}{I_v} + \frac{i_c^2 i_0^2}{I_a}.$$

Amplitudinea oscilaţiilor forţate se calculează în acest caz prin metode aproximative. Se presupune amplitudinea oscilaţiilor forţate ale sistemului cu amortizare constantă, egală cu amplitudinea sistemului cu amortizare liniară [14] în cazul în care lucrul mecanic al forţelor de frecare pe ciclu este acelaşi pentru ambele sisteme.

Lucrul mecanic al momentului de frecare vîscoasă $K\dot{\theta}$ este :

$$L = \int_0^T M_0 \dot{\theta} \, dt + \int_0^T K \dot{\theta}^2 \, dt =$$

$$= K \int_0^T (Ap \sin pt)^2 \, dt = KA^2p^2 \frac{T}{2} = \pi KA^2p.$$

Lucrul mecanic al momentului de frecare uscată M_f va fi :

$$R = \frac{4}{\pi} I_v A^2 p^2 = 2\sqrt{2} A M_f.$$

Egalîndu-le, rezultă :

$$\pi K A^2 p = 2\sqrt{2} A M_f;$$

deci :

$$K = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \frac{M_f}{A \cdot p}.$$

Astfel, dacă soluţia ecuaţiei diferenţiale cu frecare vîscoasă după amortizarea vibraţiilor proprii [14] este :

$$\theta = A_0 \frac{\cos(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\gamma \frac{\omega}{p}\right)^2}} \qquad (11)$$

unde A_0 (amplitudinea de echilibru) şi γ au valorile :

$$A_0 = \frac{h}{Ip^2} = \frac{h}{c_r} \text{ şi } \gamma = \frac{K}{I.p},$$

factorul de amplificare β, ce raportează amplitudinea oscilaţiei A la amplitudinea de echilibru A_0, va fi :

$$\beta = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\gamma \frac{\omega}{p}\right)^2}}. \qquad (12)$$

În cazul frecării uscate :

$$\gamma = \frac{Kp}{c_r} = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \frac{M_f}{c_r A},$$

iar relaţia (12) se transformă în :

$$\beta = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{2\sqrt{2}}{\pi} \frac{M_f}{c_r A}\right)^2 \frac{\omega^2}{p^2}}} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{2\sqrt{2}}{\pi} \frac{M_f}{h}\right)^2 \frac{\omega^2}{p^2}}}. \qquad (13)$$

Din relaţia (13) rezultă că, în cazul momentului de frecare constant la regim de rezonanţă ($\omega = p$), apare o creştere periculoasă a amplitudinii numai dacă factorul perturbator este destul de mare ($h \gg \frac{2\sqrt{2}}{\pi} M_f$). Se vede că amplitudinea oscilaţiilor depinde în mare măsură de amplitudinea momentelor perturbatoare.

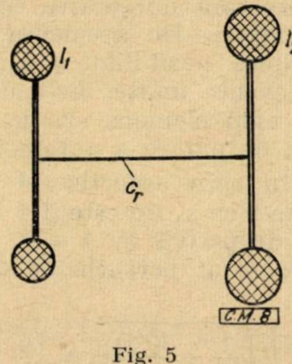


Fig. 5

Pentru transmisia modelată prin două mase (fig. 5), în cazul cuplării bruşte neavînd amortizare şi factor perturbator, momentul cinetic rămînînd același, viteza unghiulară comună după cuplare va fi :

$$\omega = \frac{I_1\omega_1 + I_2\omega_2}{I_1 + I_2}.$$

Apare o pierdere de energie cinetică :

$$\Delta E_c = \frac{1}{2}(I_1\omega_1^2 + I_2\omega_2^2) - \frac{1}{2}(I_1 + I_2)\omega^2,$$

ce se transformă în lucru mecanic de răsucire,

$$\frac{1}{2}\cdot\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}(\omega_1 - \omega_2)^2 = \frac{1}{2}M_d\,\varphi,$$

unde :

$$\varphi = \frac{M_d}{c_r}.$$

Momentul dinamic care solicită transmisia va fi :

$$M_d = (\omega_1 - \omega_2)\sqrt{\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}c_r}. \qquad (14)$$

La cuplarea bruscă a ambreiajelor, în cazul cel mai defavorabil, energia cinetică se transformă integral în energie potențială de deformație conform relației (14). La pornirea de pe loc :

$$\omega_2 = 0 \text{ și } M_d = \omega_1\sqrt{\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}c_r}. \qquad (14')$$

Din analiza relațiilor (14) și (14′) rezultă că, pentru micșorarea momentului dinamic din transmisie ce apare la cuplarea bruscă a ambreiajului, este necesar să se introducă un element elastic suplimentar care să micșoreze rigiditatea globală, amortizînd astfel efectul de șoc. Cercetările experimentale efectuate pe automobilul Moscvici [8] au arătat o micșorare a acestor sarcini cu circa 14%.

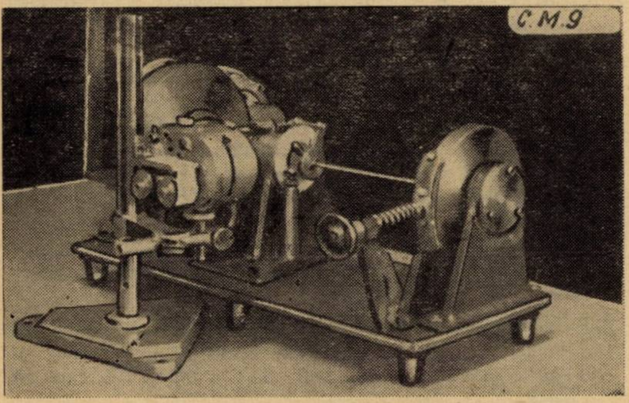


Fig. 6

Studiul modelului experimental al transmisiei automobilului. Modelarea transmisiei de putere a automobilului conform figurii 4 a făcut posibilă reproducerea condițiilor de funcționare a transmisiei, în cazul cuplării brusțe a ambreiajului, pe un stand simplu a cărui vedere generală este indicată în figura 6 și a cărui schemă principială este redată în figura 7.

Standul permite reglarea momentului rezistent M_r și a energiei cinetice acumulate de volantul *2*. Volantul *2* se poate roti liber pe axul *3* (fig. 7), fiind antrenat pînă la o anumită turație de electromotorul *1*. Turația volantului se măsoară cu ajutorul unui stroboscop. Energia cinetică acumulată de volant se poate transmite arborelui *3* printr-un mecanism cu clichet *4* și mai departe arborelui elastic *6*, montat în arborii rigizi *3* și *5*. Arborele elastic *6* modelează elementul elastic (arcurile elicoidale) din discul condus al ambreiajului.

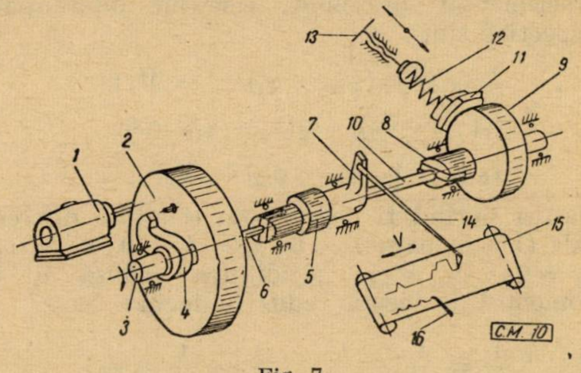


Fig. 7

Transmisia automobilului, de la arborele primar al cutiei de viteze pînă la roțile motoare, este modelată prin arborele elastic *10* și volantul *9*, care este fixat pe arborele rigid *8*. Momentul rezistent M_r este creat de frîna reglabilă *11*, acționată de arcul *12* prin intermediul piuliței de reglare *13*.

Înregistrarea valorii sarcinilor dinamice și a unghiurilor de rotire ale arborelui elastic *10* se face prin intermediul indicatorului *14*, al unui aparat de tip tastograf, pe o bandă de hîrtie specială *15* și cu ajutorul unor indicatoare montate pe brațul *7* și pe carcasa rulmentului arborelui *5*.

Pe banda de hîrtie *15* se înregistrează și baza de timp cu ajutorul mecanismului *16* de marcare a timpului.

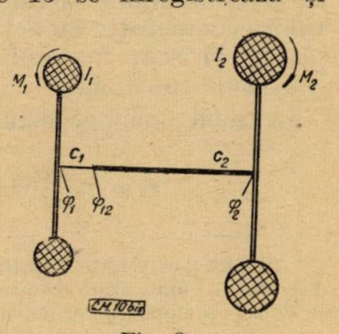


Fig. 8

Modelul dinamic al standului este redat în figura 8, care se poate reduce la schema din figura 4, deci are ecuația diferențială de forma :

$$\ddot{x} + p^2 x = h_{(t)}.$$

Eliminarea ambreiajului din modelul experimental este justificată pentru cazul principial propus a fi studiat, acela al cuplării bruște, cînd prin ambreiaj se poate transmite un moment dinamic $M_d = \beta M_{max}$, de cîteva ori mai mare decît cuplul motor maxim. Prin urmare, modelarea efectuată cu ajutorul standului din figura 6 aproximează acceptabil fenomenul real.

Pentru modelul din figura 8 al standului experimental prezentat, ecuaţiile diferenţiale respective sînt :

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 - c_1(\varphi_{12} - \varphi_1) = - M_1;$$

$$c_1(\varphi_{12} - \varphi_1) - c_2(\varphi_2 - \varphi_{12}) = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_{12}) = M_2,$$

acestea putînd fi deduse din ecuaţiile diferenţiale (1′), în care $\lambda = 0$; $i_0 = i_c = 0$; $c_{12} = c_1$; $c_{23} = 0$; $c_{34} = c_2$; rigiditatea redusă c_r şi momentul de inerţie redus I_r devin :

$$\frac{1}{c_r} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}; \quad \frac{1}{I_r} = \frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}.$$

Variabila fiind momentul elastic ce solicită arborele şi unde s-a notat :

$$x = c_1(\varphi_{12} - \varphi_1) = c_2(\varphi_2 - \varphi_{12}),$$

ecuaţia diferenţială (5′) $\ddot{x}+p^2x=h_{(t)}$ are pulsaţia proprie :

$$p = \sqrt{\frac{c_r}{I_r}} = \sqrt{\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2}} \qquad (6')$$

şi factorul perturbator :

$$h = c_r\left(\frac{M_1}{I_1} + \frac{M_2}{I_2}\right) = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}\left(\frac{M_1}{I_1} + \frac{M_2}{I_2}\right). \qquad (7')$$

Soluţia ecuaţiei diferenţiale la ambreiare bruscă :

$$x_{(t)} = \frac{h}{p^2}(1 - \cos pt). \qquad (18)$$

Valoarea maximă a funcţiei (18) va fi :

$$x_{max} = \frac{2h}{p^2} = 2\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}\left(\frac{M_1}{I_1} + \frac{M_2}{I_2}\right). \qquad (19)$$

Din relaţia (19) se observă că la cuplarea bruscă a ambreiajului se dublează valoarea momentului, comparativ cu acţiunea statică *. La cuplarea bruscă, factorul perturbator se poate considera constant.

În mod analog, soluţia ecuaţiei (5) este :

$$x_{a(t)} = \frac{h_a}{p_a^2}(1 - \cos p_a t),$$

iar valoarea maximă este :

$$x_{max\,a} = \frac{2h_a}{p_a^2} = 2\frac{\frac{M_m}{I_v} + \frac{i_c i_0}{I_a} M_r}{\left(1 + \frac{2\lambda}{c_{12}}\right)\left(\frac{1}{I_v} + \frac{i_c^2 i_0^2}{I_a}\right)}. \qquad (19')$$

Analizînd comparativ relaţiile (19) şi (19′), rezultă că solicitarea maximă a transmisiei, în cazul folosirii amortizorului, se micşorează ($x_{max\,a} < x_{max}$).

Cercetările experimentale efectuate la standul de probă construit confirmă prevederile calculelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ditkin, V. A.* şi *Prudnikov, A. P.* Integralnîe preobrazovania i operaţione iscialenie. Moscova, Fizmatghiz, 1961.

[2] *Den Hartog, J. P.* Mechanical vibration (l. rusă). Moscova, Fizmatghiz, 1960.

[3] *Dudiţă, Fl.* Regimuri tranzitorii în transmisia automobilului. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. 16, nr. 3, 1964, p. 681—728.

[4] *Eighenson,* L. S. Modelirovanie, Sovetskaia Nauka, M. 1952.

[5] *Hamburgher, L.* şi *Buzdugan, Gh.* Teoria vibraţiilor, Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.

[6] *Ivanov, Iu. B.* K voprosu vîbora velicinî predelnogo momenta peredavaemogo gasitelem krutilnîh kolebanii, Avtomobil, MVTU, vîp 61, Moscova, Maşghiz, 1955, p. 42—59.

[7] *Lukin, P. P.* Dinamiceskie nagruzki v transmisii avtomobilia. In : Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennost, nr. 3, 1956, p. 24—27.

[8] *Lukin, P. P.* Vlianie dempferov sţeplenia na nagruzovcinîe rejimî v transmisii avtomobilia-Moskvici. In : Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 9, 1961, p. 26—28.

[9] *Lukin, P. P.* K metodike rasciota gasitelia krutilnîh kolebanii v transmisii avtomobilei. In : Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 11, 1964, p. 14—16.

[10] *Lunev, I. S., Silin, A. A.* şi *Semenov, V. M.* Dinamiceskie nagruzki silovoi peredaci avtomobilia Moskvici. In : Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennost, nr. 4, 1955, p. 21—13.

[11] *Malahovski, Ia. E.* Sţeplenia, Moscova, Maşghiz, 1960.

[12] *Ponomariov, S. D.* şi colectiv. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. 3. Bucureşti, Ed. tehnică, 1964.

[13] *Stefanovici, Iu. G.* O vîbore dempferov sţeplenia dlia gruzovîh avtomobilei. In. : Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 7, 1961, p. 10—12.

[14] *Timoshenko, S.* Théorie des vibrations. Paris şi Liège, 1947.

[15] *Veselii, E. S.* Opredelenie ciastot i form svobodnîh kolebanii transmisii avtomobilia. In : Avtomobilnaia promîşlennost nr. 1, 1965, p. 19—22.

---

* De altfel, cercetările experimentale [8] au arătat că fără dispozitiv de amortizare momentul forţelor de inerţie a depăşit de 2,5 ori cuplul motor maxim.

CZ 621.91.001.24

O nouă metodă de determinare a parametrilor geometrici constructivi ai sculelor aşchietoare

Ion LĂZĂRESCU şi Gligor ABRUDAN

Pentru executarea sculelor aşchietoare, cum şi pentru diferitele studii şi cercetări, este necesar să se cunoască valoarea parametrilor geometrici din diferite secţiuni sau vederi. În cele ce urmează se va da o metodă simplificată de calcul cum şi nomograma respectivă care permite determinarea valorii unghiurilor căutate.

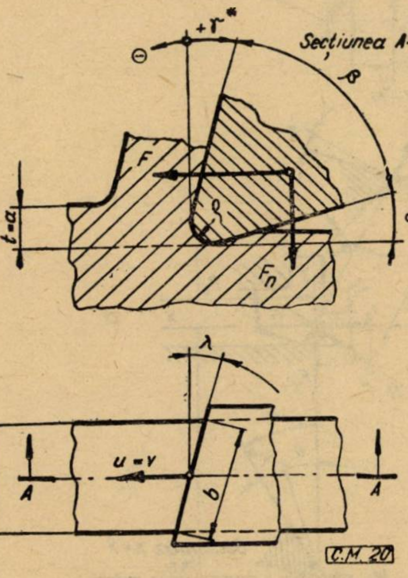


Fig. 1

Este cunoscut faptul că există o legătură strînsă între diferitele scule aşchietoare, fiecare avînd la bază una sau mai multe scule elementare plasate diferit, după modul de acţionare a acestora [1], [2]. Se poate considera ca sculă elementară care trebuie studiată în mod particular — toate celelalte scule fiind derivate din ea — cuţitul elementar care execută o mişcare rectilinie faţă de semifabricat (mişcarea principală — fig. 1). Din unirea a două cuţite elementare, care formează tăişul principal şi tăişul secundar, se obţine cuţitul de rabotat (fig. 2, *a*) care execută o mişcare rectilinie orizontală (mişcarea principală) şi o deplasare, periodică, după fiecare ciclu al mişcării principale (mişcarea de avans).

Cuţitul de rabotat considerat ca atare poate fi utilizat la strunjire (fig. 2, *b*). Din mai multe cuţite de rabotat care descriu o mişcare de rotaţie (mişcarea principală) — semifabricatul descriind o mişcare rectilinie (mişcarea de avans) — se obţine scula numită freză (fig. 2,*d*). Din unirea a două cuţite de strunjit interior, la care feţele de degajare se prelungesc sub forma unor planuri înclinate elicoidale — în scopul eliminării aşchiilor — se obţine burghiul cu canale elicoidale (fig. 2, *e*), analog cu lărgitorul (fig. 2, *f*) şi alezorul. În mod similar se petrec lucrurile şi la celelalte scule aşchiatoare (fig. 2). Ca urmare, se poate considera că orice sculă este constituită din cuţite elementare, urmărindu-se doar condiţiile în care aşchiază, considerîndu-se traiectoria descrisă de aceasta, faţă de care se ia sistemul de referinţă funcţional, respectiv faţă de care se calculează parametrii geometrici funcţionali.

Sistemul de referinţă constructiv, faţă de care se iau parametrii constructivi, va fi orientat astfel ca axa $X-X$ să fie după direcţia avansului, iar axa $Y-Y$ normală la ea. Respectîndu-se această orientare a sistemului de referinţă constructiv, formulele stabilite pentru calculul parametrilor geometrici constructivi vor rămîne valabile pentru oricare sculă aşchietoare.

Pentru calcularea diferiţilor parametri geometrici constructivi (γ_x, γ_y, α_x, α_y, α_{1y}, α_{1x}, γ_1, λ_1, γ_0, λ_0), se va stabili mai întîi ecuaţia unui plan care, după poziţia sa, poate fi particularizat : planul corespunzător feţei de degajare, planul corespunzător feţei de aşezare principală, planul corespunzător feţei de aşezare secundară. Acest plan va fi secţionat cu un al doilea plan, care va ocupa diferite poziţii, după $X-X$ şi $Y-Y$ (corespunzătoare direcţiei avansului şi direcţiei normale de avans) X_1-X_1 şi Y_1-Y_1 (pentru tăişul secundar), N_1-N_1 (normal la tăişul secundar), N_0-N_0 normal la tăişul de trecere), după tăişul secundar şi după tăişul de trecere.

În scopul stabilirii ecuaţiei primului plan, pentru simplificare, se va lua, la început, o poziţie particulară — corespunzătoare feţei de degajare. Luîndu-se sistemul $X_1Y_1Z_1$ determinat de direcţia tăişului şi normala la acesta, se pot considera patru puncte evidente din faţa de degajare (fig. 3) : $O\ (0,0,0)$, $M_1(1,0,-\operatorname{tg}\lambda)$, $M_2(0,1,-\operatorname{tg}\nu)$ şi M_3 $(\cos\varphi,\ \sin\varphi,\ -\operatorname{tg}\mu)$. Pentru ca aceste patru puncte să fie într-un plan, trebuie satisfăcută condiţia de coplanare :

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & -\operatorname{tg}\lambda \\ 1 & 0 & 1 & -\operatorname{tg}\nu \\ 1 & \cos\varphi & \sin\varphi & -\operatorname{tg}\mu \end{vmatrix} = 0.$$

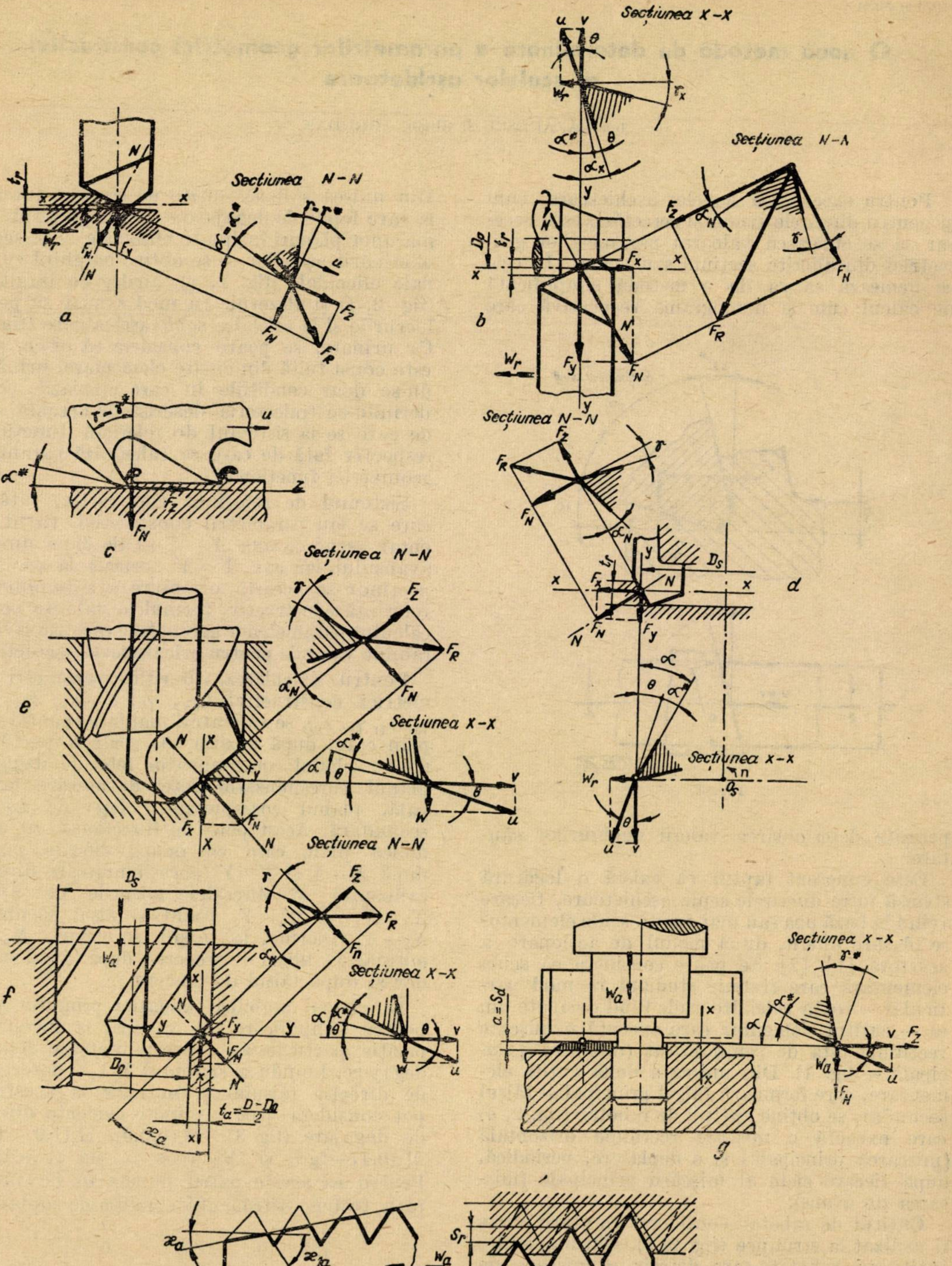

Secțiunea X-X
Secțiunea N-N
Secțiunea N-N
Secțiunea N-N
Secțiunea X-X
Secțiunea N-N
Secțiunea X-X
Secțiunea N-N
Secțiunea X-X
Secțiunea X-X
a
b
c
d
e
f
g
h
F_Z
F_R
F_N
F_x
F_y
W_r
W_a
D_s
D_0
t_r
$\alpha = \alpha^*$
$\gamma = \gamma^*$
α_N
γ_x
α_x
θ
$a = S_d$
$t_a = \frac{D - D_0}{2}$
$\varkappa_a$
S_r
u
v
w
x
y
z
N
C.M.21

Fig. 2

Rezolvînd determinantul, se găseşte :

$$\operatorname{tg}\mu = \sin\varphi \cdot \operatorname{tg}\nu + \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\lambda. \qquad (1)$$

Observaţie : s-au luat unghiurile μ şi ν, în loc de γ şi γ_y, pentru a avea o formă generală între parametrii planului considerat.

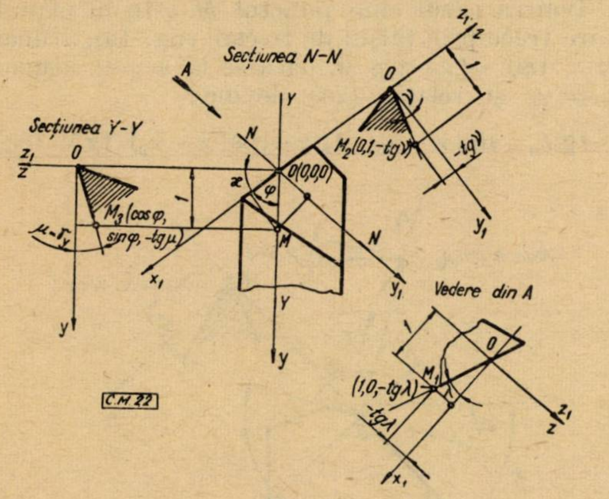

Secţiunea N-N
A
Secţiunea Y-Y
z_1
z
0
Y
N
0
z_1
z
$M_2(0,1,-tg\nu)$
$-tg\nu$
$M_3(\cos\varphi, \sin\varphi, -tg\mu)$
$\mu-\gamma_y$
$0(0,0,0)$
æ
φ
M
N
y_1
x_1
y
Y
y
y_1
Vedere din A
0
M_1
$(1,0,-tg\lambda)$
$-tg\lambda$
z_1
z
x_1
C.M.22

Fig. 3

Dacă $\nu = \gamma$, relaţia (1) se referă la planul corespunzător feţei de degajare. În acest caz, relaţia (1) devine (fig. 3) :

$$\operatorname{tg}\mu = \sin\varphi \cdot \operatorname{tg}\gamma + \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\lambda\,. \qquad (2a)$$

Dacă $\nu = 90° - \alpha$ (fig. 4), relaţia (1) va fi în legătură cu planul corespunzător feţei de aşezare principală. În acest caz, relaţia (1) devine :

$$\operatorname{tg}\mu = \sin\varphi \cdot \operatorname{ctg}\alpha + \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\lambda. \qquad (2b)$$

În cazul cînd sistemul de referinţă se ia în raport cu tăişul secundar şi normala la acesta şi se consideră $\nu = 90° - \alpha_1$ (fig. 5), relaţia (1) va fi în legătură cu planul corespunzător feţei de aşezare secundară. În acest caz, relaţia (1) devine :

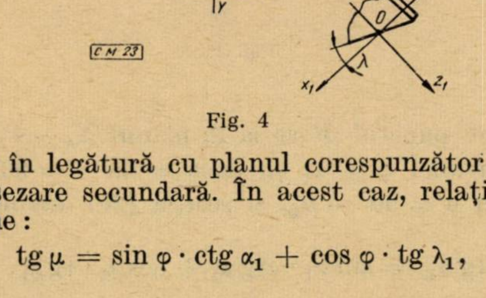

z_1
0
Secţiunea N-N
A
Y
Secţiunea Y-Y
N
z
0
z_1
α_y
æ
φ
0
γ
α
ν
x_1
N
y_1
y_1
Vedere din A
Y
0
λ
x_1
z_1
C.M.23

Fig. 4

$$\operatorname{tg}\mu = \sin\varphi \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1 + \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\lambda_1, \qquad (2c)$$

în care λ_1 este unghiul de înclinare al tăişului secundar.

Pentru a găsi diferiţii parametri geometrici constructivi se va intersecta planul considerat cu planul secţiunii determinată de parametrul φ.

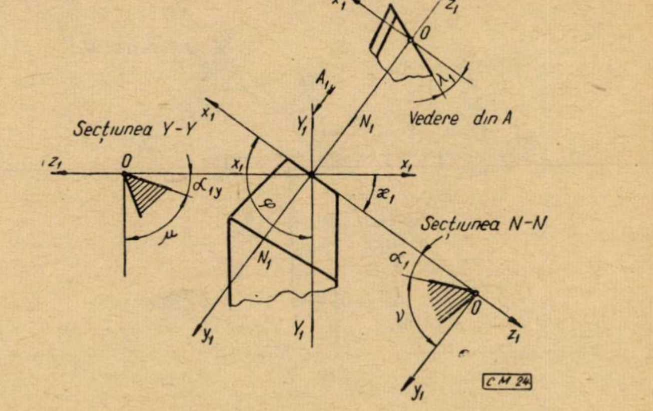

x_1
z_1
0
λ
A_1
Vedere din A
Secţiunea Y-Y
x_1
Y_1
N_1
z_1
0
x_1
x_1
α_{1y}
$æ_1$
μ
φ
Secţiunea N-N
N_1
α_1
ν
0
z_1
y_1
Y_1
y_1
C.M.24

Fig. 5

Dacă se ia punctul M în secţiunea $X-Y$ (fig. 3), în acest caz $\varphi = 90° - \varkappa$ şi dacă se ia $\nu = \gamma$ (fig. 3), respectiv $\nu = 90° - \alpha$ (fig. 4), $\mu = \gamma_y$, respectiv $\mu = 90° - \alpha_y$, iar relaţia (1) sau relaţia (2a), respectiv (2b) devin :

$$\operatorname{tg}\gamma_y = \cos\varkappa \cdot \operatorname{tg}\gamma + \sin\varkappa \cdot \operatorname{tg}\lambda\,; \qquad (3a)$$
$$\operatorname{ctg}\alpha_y = \cos\varkappa \cdot \operatorname{ctg}\alpha + \sin\varkappa \cdot \operatorname{tg}\lambda. \qquad (3b)$$

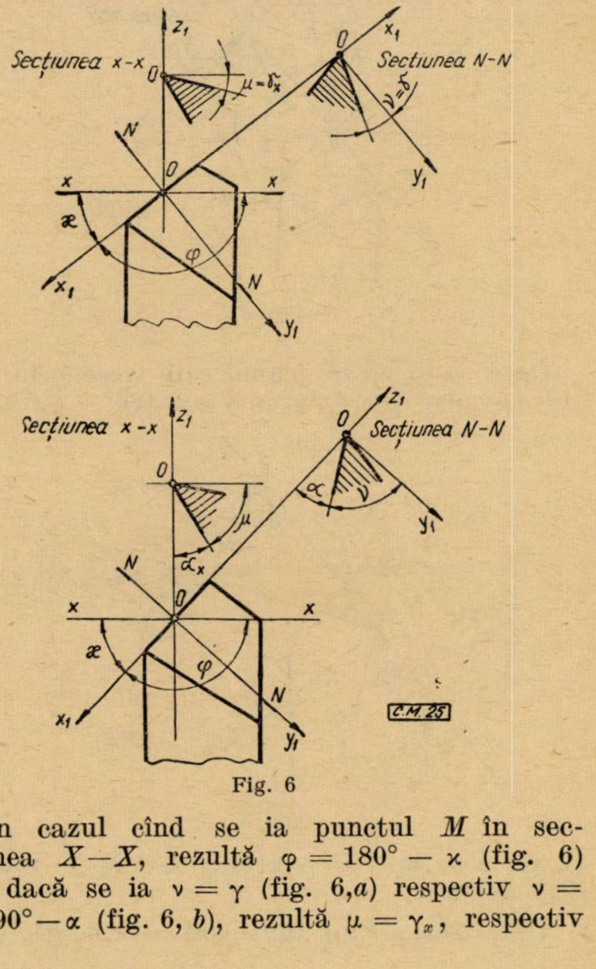

z_1
x_1
0
Secţiunea x-x
0
$\mu-\gamma_x$
Secţiunea N-N
γ
N
y_1
0
x
x
æ
φ
N
x_1
y_1
Secţiunea x-x
z_1
z_1
0
Secţiunea N-N
0
α
ν
μ
y_1
N
α_x
0
x
x
æ
φ
N
x_1
y_1
C.M.25

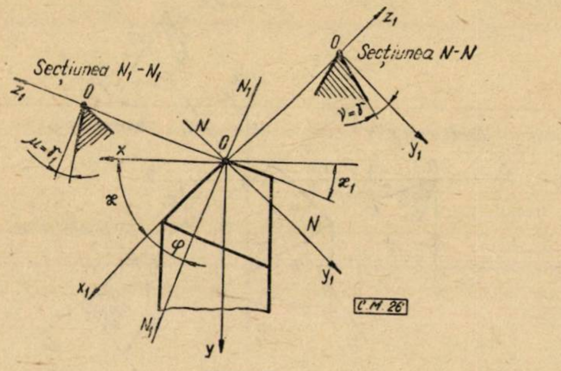
Fig. 6

În cazul cînd se ia punctul M în secţiunea $X-X$, rezultă $\varphi = 180° - \varkappa$ (fig. 6) şi, dacă se ia $\nu = \gamma$ (fig. 6,*a*) respectiv $\nu = 90° - \alpha$ (fig. 6, *b*), rezultă $\mu = \gamma_x$, respectiv

$\mu = 90° - \alpha_x$, adică relaţia (1) sau relaţia (2a) respectiv (2b) devine :

$$\operatorname{tg}\gamma_x = \sin\varkappa \cdot \operatorname{tg} \cdot \gamma - \cos\varkappa \cdot \operatorname{tg}\lambda\,; \qquad (4a)$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_x = \sin\varkappa \cdot \operatorname{ctg}\alpha - \cos\varkappa \cdot \operatorname{tg}\lambda. \qquad (4b)$$

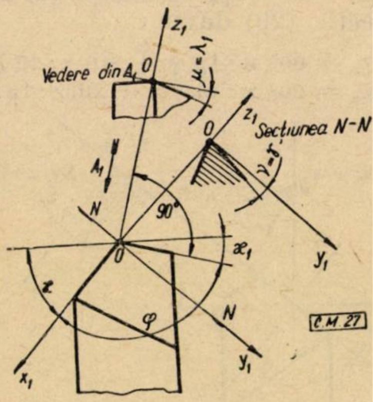


Secţiunea N₁-N₁
Secţiunea N-N
z₁
0
μ=γ₁
γ=γ
N₁
N
0
x
ϰ
ϰ₁
y₁
φ
N
x₁
y₁
N₁
y
CM 26

Fig. 7

Dacă M se ia în planul $N_1 - N_1$ (fig. 7) atunci $\varphi = 90° - (\varkappa + \varkappa_1)$ şi, dacă se ia $\nu = \gamma$, atunci $\mu = \gamma_1$ şi relaţia (2a) devine :

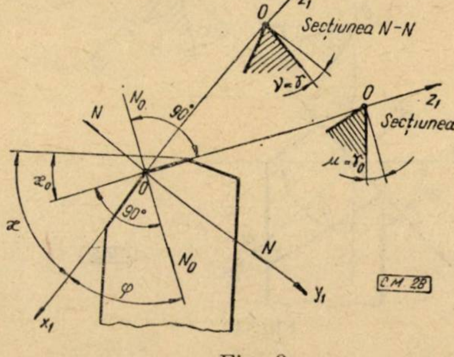
$$\operatorname{tg}\gamma_1 = \cos(\varkappa + \varkappa_1) \cdot \operatorname{tg}\gamma + \sin(\varkappa + \varkappa_1) \cdot \operatorname{tg}\lambda. \quad (5a)$$



z₁
Vedere din A₁
0
μ=λ₁
z₁
Secţiunea N-N
0
A₁
N
90°
ϰ₁
y₁
0
ϰ
φ
N
x₁
y₁
CM 27

Fig. 8

Dacă M se ia în planul care trece prin tăişul secundar (fig. 8), atunci $\varphi = 180° - (\varkappa + \varkappa_1)$,



z₁
0
Secţiunea N-N
γ=γ
N₀
90°
N
0
z₁
Secţiunea N₀ - N₀
μ=γ₀
ϰ₀
0
90°
ϰ
N₀
N
φ
y₁
x₁
CM 28

Fig. 9

şi, dacă se ia $\nu = \gamma$, atunci $\lambda = \lambda_1$ şi relaţia (2a) devine :

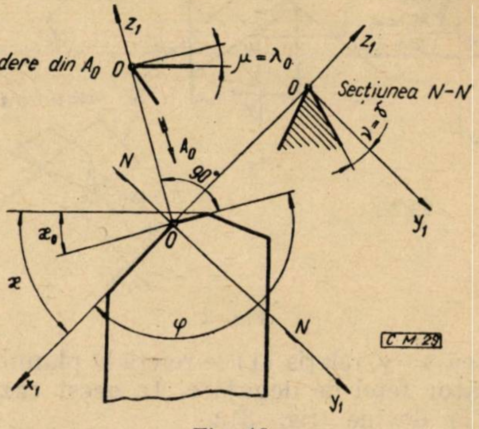
$$\operatorname{tg}\lambda_1 = \sin(\varkappa + \varkappa_1) \cdot \operatorname{tg}\gamma - \cos(\varkappa + \varkappa_1) \cdot \operatorname{tg}\lambda. \quad (6a)$$

Considerîndu-se punctul M în planul $N_0 - N_0$, normal la tăişul de trecere (fig. 9), $\varphi = 90° - (\varkappa - \varkappa_0)$ şi, dacă se ia $\nu = \gamma$ atunci $\mu = \gamma_0$ şi relaţia (2a) devine :

$$\operatorname{tg}\gamma_0 = \cos(\varkappa - \varkappa_0) \cdot \operatorname{tg}\gamma + \sin(\varkappa - \varkappa_0) \cdot \operatorname{tg}\lambda. \quad (7a)$$

Pentru cazul cînd punctul M este în planul care trece prin tăişul de trecere (fig. 10), atunci $\varphi = 180° - (\varkappa - \varkappa_0)$ şi, dacă se ia $\nu = \gamma$, atunci $\mu = \gamma_0$ şi relaţia (2a) devine:

$$\operatorname{tg}\lambda_0 = \sin(\varkappa - \varkappa_0) \cdot \operatorname{tg}\gamma - \cos(\varkappa - \varkappa_0) \cdot \operatorname{tg}\lambda. \quad (8a)$$

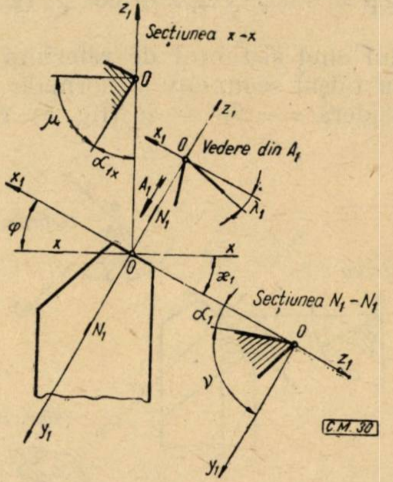


z₁
Vedere din A₀
0
μ=λ₀
z₁
0
Secţiunea N-N
γ
N
A₀
90°
y₁
ϰ₀
0
ϰ
φ
N
x₁
y₁
CM 29

Fig. 10

În cazul cînd punctul M se ia în planul $Y_1 - Y_1$ (fig. 5) atunci $\varphi = 90° + \varkappa_1$ şi, dacă se ia $\nu = 90° - \alpha_1$ atunci $\mu = 90° - \alpha_{1y}$ şi relaţia (2c) devine :

$$\operatorname{ctg}\alpha_{1y} = \cos\varkappa_1 \operatorname{tg}\alpha_1 - \sin\varkappa_1 \cdot \operatorname{tg}\lambda_1. \quad (9a)$$



z₁
Secţiunea x-x
0
z₁
μ
x₁
0
Vedere din A₁
α₁ₓ
x₁
A₁
N₁
λ₁
φ
x
x
0
ϰ₁
Secţiunea N₁-N₁
α₁
N₁
0
z₁
ν
y₁
y₁
CM 30

Fig. 11

Dacă punctul M se ia în planul $X_1 - X_1$ (fig. 11), atunci $\varphi = \varkappa_1$ şi, dacă se ia $\nu = 90° - \alpha$, atunci $\mu = 90° - \alpha_{1x}$ şi relaţia (2c) devine :

$$\operatorname{ctg}\alpha_{1x} = \sin\varkappa_1 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1 + \cos\varkappa_1 \cdot \operatorname{tg}\lambda_1. \quad (10a)$$

Considerîndu-se relaţiile (3a) şi (4a), prin eliminarea lui λ respectiv γ, se obţine:

$$\operatorname{tg}\gamma = \operatorname{tg}\gamma_x \sin\varkappa + \operatorname{tg}\gamma_y \cos\varkappa; \quad (11)$$

$$\operatorname{tg}\lambda = \operatorname{tg}\gamma_y \sin\varkappa - \operatorname{tg}\gamma_x \cdot \cos\varkappa. \quad (12)$$

se ia $\gamma < 0$ şi $\lambda < 0$, este necesar să se introducă semne schimbate pentru γ şi λ.

În figura 12 este dată nomograma stabilită în baza ecuaţiei (1) pentru determinarea diferiţilor parametri geometrici.

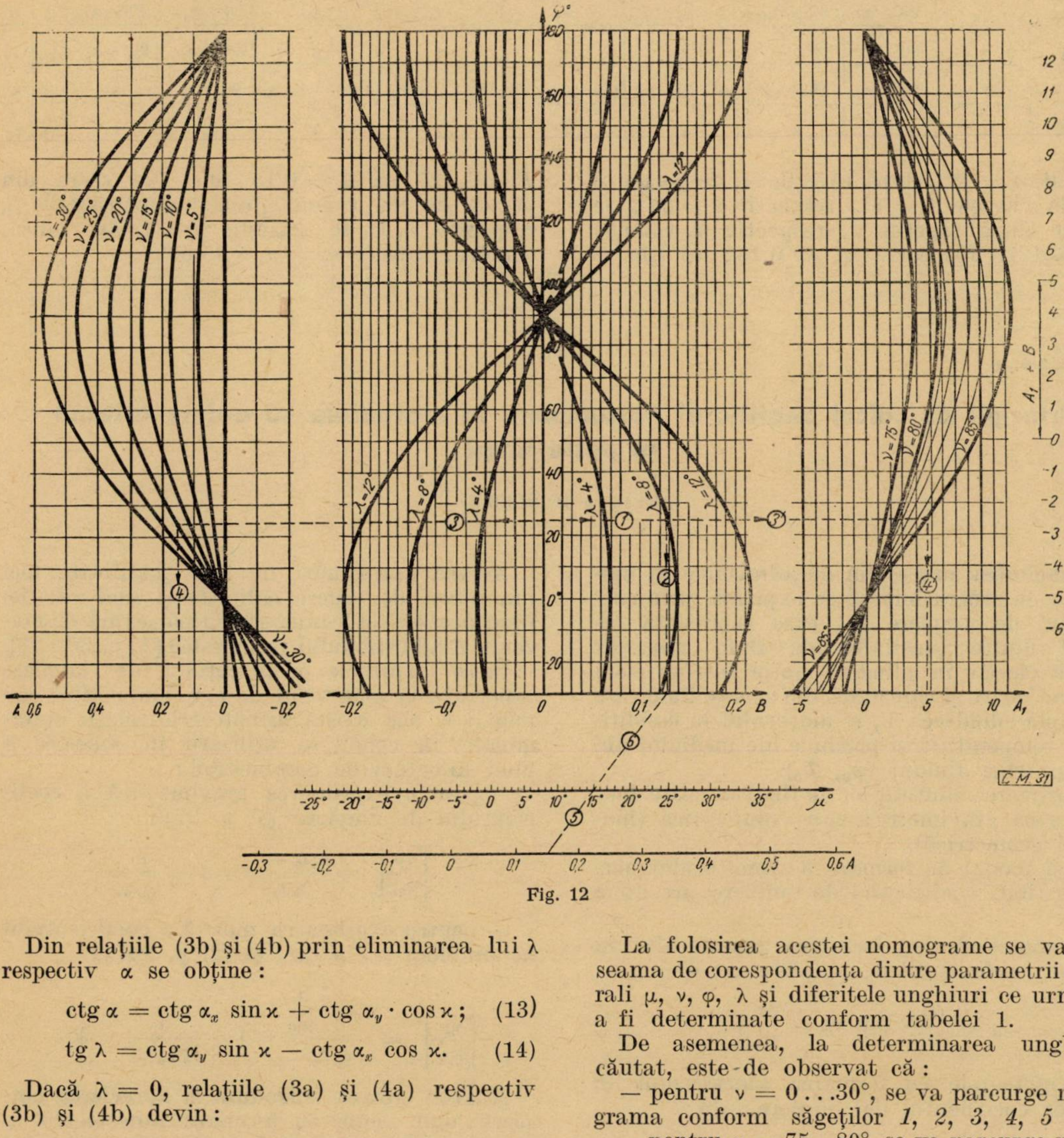


Fig. 12

Din relaţiile (3b) şi (4b) prin eliminarea lui λ respectiv α se obţine:

$$\operatorname{ctg}\alpha = \operatorname{ctg}\alpha_x \sin\varkappa + \operatorname{ctg}\alpha_y \cdot \cos\varkappa; \quad (13)$$

$$\operatorname{tg}\lambda = \operatorname{ctg}\alpha_y \sin\varkappa - \operatorname{ctg}\alpha_x \cos\varkappa. \quad (14)$$

Dacă $\lambda = 0$, relaţiile (3a) şi (4a) respectiv (3b) şi (4b) devin:

$$\operatorname{tg}\gamma_y = \operatorname{tg}\gamma \cdot \cos\varkappa \text{ şi } \operatorname{tg}\gamma_x = \operatorname{tg}\gamma \cdot \sin\varkappa, \quad (15)$$

respectiv:

$$\operatorname{tg}\alpha_y = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\varkappa} \text{ şi } \operatorname{tg}\alpha_x = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sin\varkappa}. \quad (16)$$

Observaţie: formulele menţionate sînt valabile pentru sculele avînd $\gamma > 0$ şi $\lambda > 0$ după cele stabilite de STAS 6599—62. În cazul cînd

La folosirea acestei nomograme se va ţine seama de corespondenţa dintre parametrii generali μ, ν, φ, λ şi diferitele unghiuri ce urmează a fi determinate conform tabelei 1.

De asemenea, la determinarea unghiului căutat, este de observat că:

— pentru $\nu = 0\ldots30°$, se va parcurge nomograma conform săgeţilor *1*, *2*, *3*, *4*, *5* şi *6*;

— pentru $\nu = 75-80°$, se va parcurge nomograma conform săgeţilor *1*, *2*, *3'* şi *4'* şi se va face citirea pe scara $A_1 + B$.

Exemplu: Se consideră un cuţit cu parametrii geometrici $\gamma = 20°$, $\lambda = 8°$ şi $\varkappa = 65°$. Unghiul γ_y se va calcula cu relaţia (3a) sau, folosindu-se nomograma din figura 12, se calculează mai întîi parametrii generali (conform tabelei 1); $\nu = \gamma = 20°$; $\varphi = 90° - \varkappa = 90° - 65° = 25°$; $\lambda = 8°$ şi apoi, plecîndu-se din

Tabela 1

Parametrii generali	Parametrii geometrici particularizați											
μ	γ_y	γ_x	$90° - \alpha_y$	$90° - \alpha_x$	γ_1	λ_1	γ_0	λ_0	$90° - \alpha_{1y}$	$90° - \alpha_{1x}$	γ	λ
ν	γ	γ	$90° - \alpha$	$90° - \alpha$	γ	γ	γ	γ	$90° - \alpha_1$	$90° - \alpha_1$	γ_x	γ_y
φ	$90° - \varkappa$	$180° - \varkappa$	$90° - \varkappa$	$180° - \varkappa$	$90° - (\varkappa + \varkappa_1)$	$180° - (\varkappa + \varkappa_1)$	$90° - (\varkappa - \varkappa_0)$	$180° - (\varkappa - \varkappa_0)$	$90° + \varkappa_1$	$\varkappa_1$	$\varkappa$	$\varkappa$
λ	λ	λ	λ	λ	λ	χ	λ	λ	λ_1	λ_1	γ_y	γ_x

punctul $\varphi = 25°$, după săgeţile *1*, respectiv *3* pînă la curbele $\lambda = 8°$, respectiv $\nu = 20°$, se găseşte după săgeţile *2*, respectiv *4*, valorile $B = 0{,}127$, respectiv $A = 0{,}15$; se uneşte $B = 1{,}127$ cu $A = 0{,}15$ (luat pe scara din partea de jos a nomogramei) după săgeţile *6*, respectiv *5*, şi se găseşte $\mu = 15°30'$ adică, conform tabelei $\gamma_y = \mu = 15°30'$.

CZ 621.432.3.001.24

Principii de calcul analitic al postumplerii la motoarele cu ardere internă în patru timpi

Alexandru TODICESCU

Eficacitatea procesului de admisiune în motoarele cu ardere internă se exprimă prin coeficientul de umplere η_V, care reprezintă raportul dintre cantitatea de fluid proaspăt admisă efectiv în cilindrul motor într-un ciclu de funcţionare şi cantitatea din acelaşi fluid care ar umple cilindreea V_h a motorului în condiţiile de temperatură şi presiune ale mediului din care provine fluidul (p_0, T_0).

Exprimarea cantităţilor de fluid se poate face sub formă gravimetrică sau volumetrică (molară şi geometrică).

După modul de formare a amestecului aer-combustibil, coeficientul de umplere are două forme.

La motoarele cu formarea amestecului în exterior coeficientul de umplere are expresia:

$$\eta_V = \frac{G_{am}}{G_{ham}} \text{ sau } \eta_V = \frac{M_{am}}{M_{ham}}.$$

La motoarele cu formarea amestecului în interior coeficientul de umplere este:

$$\eta_{Va} = \frac{G_0}{G_h} \text{ sau } \eta_{Va} = \frac{M_0}{M_h}.$$

Majoritatea lucrărilor de specialitate apreciază ca foarte mici diferenţele valorice ale coeficienţilor η_V şi η_{Va} şi, pornind de la această aproximare, se foloseşte cea de-a doua formă η_{Va}, indiferent de modul de formare a amestecului (exceptînd doar în cazul amestecului format din aer şi combustibili gazoşi).

Aceste aproximări nu sînt justificate nici din punct de vedere calitativ şi nici valoric, fiind necesar totdeauna să se ţină seamă de prezenţa combustibilului în amestec [1, p. 26—31].

Între expresiile coeficientului de umplere raportate la amestecul de aer-combustibil sau numai la aer există următoarele relaţii determinate în condiţiile utilizării în amestec a unui kilogram de combustibil:

— pentru exprimarea gravimetrică a coeficientului de umplere [1, p. 27]:

$$\left[\frac{\eta_V}{\eta_{Va}}\right]_G = \frac{\alpha_0 \, l_0 + 1}{\alpha_0 \, l_0} = 1 + \frac{1}{\alpha_0 \, l_0};$$

— pentru exprimarea molară a coeficientului de umplere [1, p. 27] şi [2, p. 247]:

$$\left[\frac{\eta_V}{\eta_{Va}}\right]_M = \frac{\alpha_0 \, L_0 + \frac{1}{mc}}{\alpha_0 \, L_0} = 1 + \frac{1}{\alpha_0 \, L_0 \, m_c} = \psi.$$

Aşadar, eroarea introdusă la aprecierea umplerii unui motor cu formarea amestecului în interior prin coeficientul η_{Va} depinde de modul de exprimare gravimetrică sau molară a cantităţilor, de coeficientul excesului de aer al amestecului aer-combustibil α_0 şi de natura combustibilului m_c (fig. 1 şi 2) [1, p. 30].

În figura 3 este reprezentată curba erorilor în cazul utilizării coeficientului η_{Va} pentru evaluarea umplerii unui motor cu formarea amestecului în exterior, alimentat cu combustibil gazos [1, p. 31].

Rezultă, aşadar, că atît pentru corectitudinea valorică, cît şi pentru determinarea cît mai completă a aspectului calitativ al umplerii, la motoarele cu formarea amestecului în exterior este necesar să se ţină seamă de prezenţa combustibilului şi de dozajul respectiv.

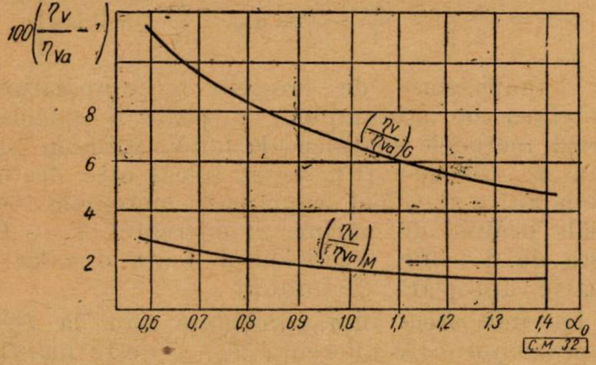


Fig. 1

O umplere cît mai bună cere ca închiderea supapei de admisiune să se facă după punctul mort exterior (fig. 4). Mărimea unghiului de întîrziere la închiderea supapei de admisiune α_{a2} depinde de numeroşi parametri şi se poate determina experimental la bancul de probă, trebuind să corespundă valorii maxime a coeficientului de umplere.

Prin umplere suplimentară, ulterioară sau postumplere, se înţelege partea procesului de admisiune a fluidului proaspăt în motor, care se petrece după punctul mort exterior.

Valoric, postumplerea reprezintă aproximativ 3–15% din totalul umplerii şi joacă un rol deosebit de important la turaţii ridicate.

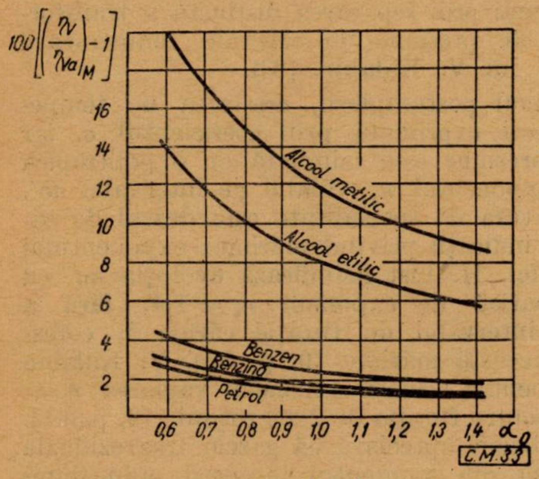


Fig. 2

Analitic, această împărţire a procesului de umplere în două faze poate conduce la definirea unui coeficient geometric de umplere η_v' care corespunde cursei geometrice de admisiune terminată în punctul mort exterior şi a unui coeficient total de umplere η_v corespunzător întregului proces, care se măsoară efectiv la bancul de probă [1, p.32], [3, p.127].

Dacă $M_{am(a)}$ este numărul de kilomoli de fluid proaspăt admis pînă în punctul mort exterior şi M_{am} este numărul total de kilomoli admis pînă în momentul închiderii supapei de ad-

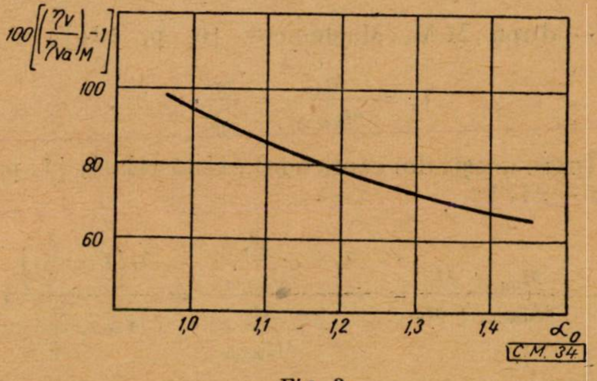


Fig. 3

misiune, numărul de kilomoli corespunzător postumplerii este :

$$\Delta M_{am}=M_{am}-M_{am\,(a)},$$

iar cei doi coeficienţi de umplere menţionaţi sînt :

$$\eta_v'=\frac{M_{am\,(a)}}{M_{ham}}$$

şi

$$\eta_v=\frac{M_{am}}{M_{ham}}.$$

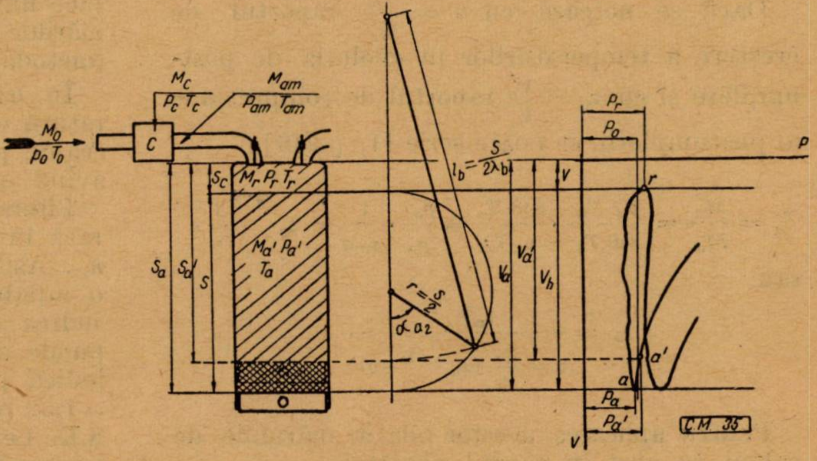


Fig. 4

Postumplerea mai poate fi reprezentată analitic şi prin coeficientul [4, p.34] :

$$\Delta\eta_v=\eta_v-\eta_v'=\frac{\Delta M_{am}}{M_{ham}}.$$

În literatura de specialitate actuală, pentru a exprima analitic postumplerea, se folosesc în mod curent doi coeficienți și anume:

— după S.E. Lebedev [5, p.96]:

$$\zeta_1 = \frac{M_{am} + M_r}{M_{am\,(a)} + M_r} = \frac{M_{a'}}{M_a};$$

— după M.M. Maslenicov [6, p. 134];

$$\lambda_c = \frac{M_{am}}{M_{am\,(a)}} = \frac{\eta_V}{\eta'_V}.$$

Între acești doi coeficienți există relația [1, p. 245—247]:

$$\zeta_1 = \frac{M_{am} + M_r}{M_{am\,(a)} + M_r} = \frac{\lambda_c + \dfrac{M_r}{M_{am\,(a)}}}{1 + \dfrac{M_r}{M_{am\,(a)}}} = \frac{\lambda_c\left(1 + \dfrac{\gamma_r}{\psi}\right)}{1 + \lambda_c \dfrac{\gamma_r}{\psi}},$$

unde:

$$M_{am} = M_0\left(1 + \frac{1}{\alpha_0\, L_0\, m_c}\right) = M_0\,\psi,$$

sau relația:

$$\lambda_c = \frac{\zeta_1}{1 - \dfrac{\gamma_r}{\psi}(\zeta_1 - 1)}.$$

Pentru formarea amestecului în interior $\psi = 1$, deci [7, p. 48]:

$$\lambda_c = \frac{\zeta_1}{1 - \gamma_r(\zeta_1 - 1)}.$$

Din punct de vedere al modificării presiunii, postumplerea poate fi considerată ca o evoluție politropică avînd exponentul n_s.

Dacă se notează cu $\sigma = \frac{T_{a'}}{T_a}$ raportul de creștere a temperaturilor în evoluția de postumplere și cu $\varepsilon_a = \frac{V'_a}{V_a}$ raportul de compresiune al postumplerii, se poate scrie [1, p.246]:

$$\zeta_1 = \frac{M'_a}{M_a} = \frac{p_{a'}\,V_{a'}}{848\,T_{a'}} \cdot \frac{848\,T_a}{p_a\,V_a} = \frac{p_{a'}}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon_a\,\sigma} = \varepsilon_a^{\,n_s - 1}\,\frac{1}{\sigma},$$

sau

$$\lambda_c = \frac{\varepsilon_a^{\,n_s - 1}}{\sigma - \dfrac{\gamma_r}{\psi}\left(\varepsilon_a^{\,n_s - 1} - \sigma\right)}.$$

Pentru aplicarea acestor relații, mărimile de calcul se aleg în modul următor.

— Raportul de compresiune al postumplerii ε_a se determină din legea de deplasare a pistonului în cursa de compresiune [1, p. 247]:

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon}{1 + (\varepsilon - 1)\dfrac{x}{s}},$$

unde x este cursa pistonului corespunzătoare punctului a', iar s cursa totală a pistonului (fig. 4).

Notînd cu $\lambda_b = \frac{s}{2\,l_b}$ raportul dintre lungimea manivelei și lungimea l_b a bielei se obține:

$$\frac{x}{s} = \frac{1}{2}\left[1 + \frac{\lambda_b}{4} - \cos\alpha_{a2} - \frac{\lambda_b}{4}\cos 2\,\alpha_{a2}\right].$$

— Coeficientul de creștere a temperaturii în cursa de postumplere σ poate fi calculat după metodele analitice ale lui V. Kalabin [3] sau N. Glagolev [9]. Acest calcul este destul de laborios și, ținînd seamă că la motoarele normale ordinul de mărime al diferenței $T_{a'} - T_a$ este de 4—10°K, coeficientul σ are o valoare foarte apropiată de unitate.

La motoarele supraalimentate sau la cele supracomprimate diferența $T_{a'} - T_a$ este mai ridicată, fiind necesară calcularea coeficientului σ.

— Un rol deosebit de important în determinarea mărimilor coeficienților de postumplere îl are exponentul n_s.

În realitate, evoluția de postumplere nu este o simplă transformare de compresiune efectuată asupra unui fluid, deși în timpul ei au loc creșteri de presiune și de temperatură. Aportul de masă de fluid, frînarea produsă de piston asupra fluidului ce se deplasează în sens invers în cilindru și laminarea variabilă ce are loc la trecerea prin supapele de admisiune influențează modificările de presiune și de temperatură din timpul postumplerii în așa fel încît aceste modificări nu pot fi legate între ele prin relațiile unei politropice comune. De altfel, această observație este valabilă pentru întreaga umplere și un calcul corect al procesului se poate face numai prin separarea distinctă a transformărilor de presiune de cele ale temperaturii (metoda lui V. Kalabin [3]).

În cazul postumplerii, creșterea de temperatură este exprimată prin coeficientul σ, iar cea de presiune este asimilată cu o politropică avînd exponentul n_s valabil pe intervalul aa'.

Literatura de specialitate este destul de săracă în indicații privind mărimea exponentului n_s. Astfel, H. List asimilează evoluția aa' cu o adiabatică de exponent $n_s = 1{,}4$, fără a indica intervalul de turație căruia îi corespunde această mărime [9, p. 87]. V. Kalabin indică pentru același exponent valoarea $n_s = 1{,}52$ pentru turația de 2800 rot/min [3, p.364]. S.E. Lebedev apreciază că gazele arse reziduale evoluează din momentul începerii admisiunii pînă la terminarea ei după o politropică avînd exponentul $n_0 = 1{,}5$. Acest exponent este considerat valabil și pentru evoluția de postumplere [3, p. 47], [10, p. 94].

O serie de experiențe efectuate de autor pe un motor cu raport de compresiune variabil tip IT9—2, cum și interpretarea unor diagrame indicate prezentate în literatura de specialitate, au condus la obţinerea unor date suplimentare privind exponentul n_s [1, p. 311—379].

Astfel, s-a constatat că pentru diferite motoare exponentul politropicelor echivalente de postumplere variază între $n_s = 2{,}4$ şi $n_s = 1{,}40$. În intervalul de turaţie $n = 400—2400$ rot/min. Pentru turaţii superioare (peste 2400—2600 rot/min), evoluţia este rapidă şi tinde spre o adiabatică, ceea ce confirmă indicaţiile lui H. List.

În ceea ce priveşte variaţia exponentului cu diferiţi parametri, oscilogramele ridicate au arătat că la o turaţie constantă (900 rot/min, motor IT9—2), exponentul n_s scade la creşterea raportului de compresiune ε şi a excesului de aer α_0 al amestecului aer-combustibil (fig. 5 şi 6); ambele aspecte corespund tendinţei de apropiere de o transformare adiabatică.

Dată fiind complexitatea procesului de postumplere — la care participă un număr mare de factori constructivi şi funcţionali cu aspecte greu de explicitat analitic — este dificil de găsit o metodă de calcul analitic deosebit de exactă.

Totuşi, prin relaţiile indicate se pot obţine rezultate destul de bune, apropiate de mărimile măsurate ale postumplerii. Aplicînd aceste relaţii la un număr de 51 cazuri de funcţionare la 9 motoare de diferite construcţii, s-a constatat că între coeficientul λ_c şi un coeficient de comparaţie dedus din măsurarea umplerii reale a motoarelor λ_n este o diferenţă foarte mică:

$$\lambda_n = a_0\,\lambda_c = (0{,}95—1{,}03)\ \lambda_c.$$

Valorile mici ale corecţiei a_0 corespund turaţiilor mai mari de 2400 rot/min, iar cele supraunitare turaţiilor sub 900 rot/min [1, p, 374—378].

Este cunoscut faptul că măsurarea unui coeficient de postumplere pe cale experimentală

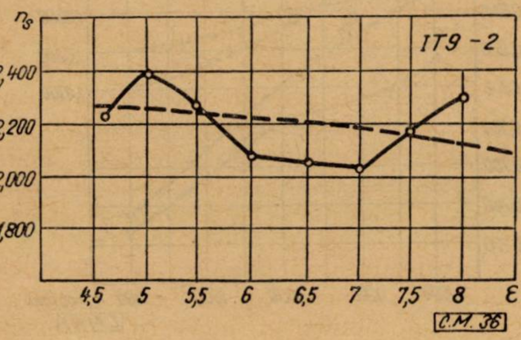


Fig. 5

este deosebit de dificilă. Pentru aceasta ar fi necesar să se poată măsura cantitatea de fluid proaspăt ce se găseşte în cilindrul motorului în momentul în care pistonul se află în punctul mort exterior, ceea ce — practic şi cu aparatele de măsurat cunoscute deocamdată — nu se poate face.

Ca urmare se recurge la coeficientul de comparaţie λ_n, derivat din coeficientul de umplere total măsurat experimental η_{vm} definit prin relaţia:

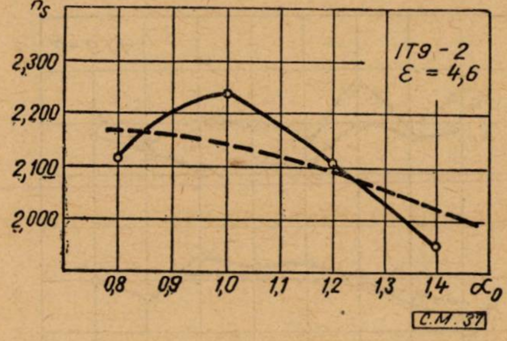


Fig. 6

$$\lambda_n = \frac{\eta_{vm}}{\eta_v'}.$$

În cazul verificărilor menţionate s-a folosit în determinarea coeficientului λ_n o relaţie analitică a coeficientului de umplere propusă de autor într-o lucrare anterioară [1]:

$$\eta_v = \lambda_c \cdot \eta_v' = \frac{\lambda_c \cdot p_a}{\left[\tau\,\varphi_{am} + \frac{k-1}{1}\right] p_0\,(\varepsilon - 1)} \left[\varphi_a\,\varepsilon + \right.$$

$$\left. + \frac{k-1}{k}(\varepsilon - 1)\,\mu_a - \varphi_r \cdot \rho\,\frac{p_r}{p_a}\right],$$

în care:

φ_{am}, φ_a, φ_r sînt coeficienţi de corecţie calculaţi prin raportarea căldurilor specifice molare ale diferitelor fluide la cea a aerului exterior;

$\tau = \frac{T_{am} + \Delta T_{am}}{T_{am}}$ — coeficientul de încălzire a amestecului în timpul procesului de umplere (de la pereţii calzi ai traseului de admisiune);

μ_a — coeficientul de corecţie a presiunii medii în timpul admisiunii;

ρ — coeficient al baleiajului camerei de ardere.

În figurile 7 şi 8 sînt reprezentate comparativ curbele de variaţie ale coeficienţilor λ_c şi λ_n pentru cîteva cazuri de funcţionare ale motorului experimental IT9—2, iar în figurile 9 şi 10 pentru motorul KDM—46 şi un motor experimental Diesel III [10, p. 101].

Principiile de calcul arătate în această lucrare reprezintă numai un început în determinarea analitică a unei faze importante din complexul proces al umplerii.

Din mulţimea factorilor ce intervin în determinarea unei umpleri suplimentare cît mai bune a fost pusă în evidenţă o serie de parametri hotărîtori, cum sînt elementele constructive ale mecanismului bielă-manivelă, unghiul de întîrziere la închiderea supapei de admisiune şi politropicitatea echivalentă a evoluţiei.

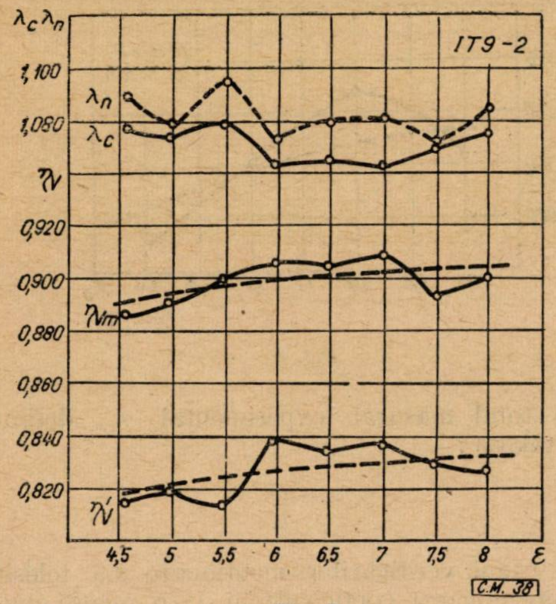


Fig. 7

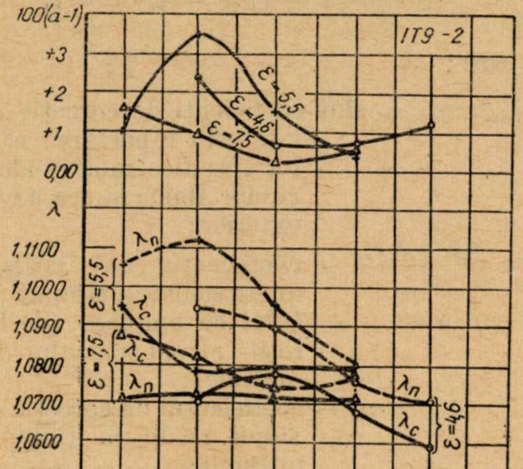


Fig. 8

Lipsa unor studii suficiente nu permite — deocamdată — cunoaşterea unor aspecte deosebit de importante, ca influenţa oscilaţiilor pe conducte asupra postumplerii (respectiv asupra exponentului n_s şi coeficientului σ), determinarea în prealabil şi pe cale analitică a unghiului optim de întîrziere la închiderea supapei de admisiune α_{a2}, influenţa numărului de cilindri etc.

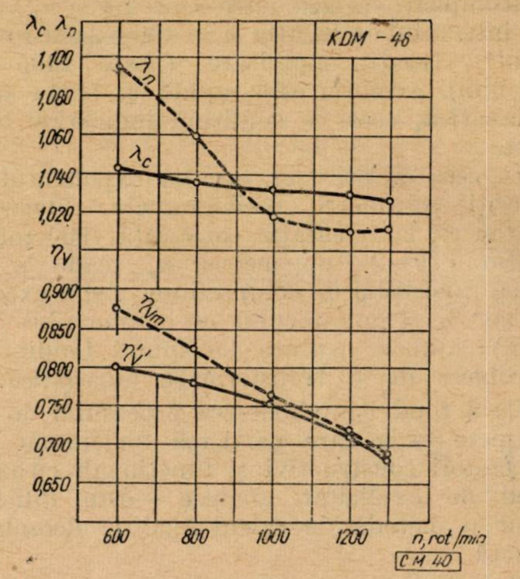


Fig. 9

În aceste condiţii, numai printr-o atentă prelucrare a datelor statistice privind mărimile parametrilor n_s α_{a2} şi σ realizate la cele mai bune construcţii de motoare se pot obţine indicaţiile de calcul necesare optimizării proceselor de lucru ale motoarelor cu ardere internă.

Notaţii utilizate:

p, $\frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$ — presiune;
T, °K — temperatură;
G, kgf — greutatea unui fluid;
M, kmol — număr kilomoli al unui fluid;
V, m³ — volum;
α_0 — coeficientul de exces de aer al amestecului aer-combustibil;

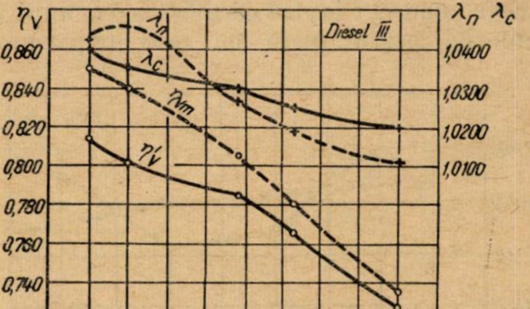


Fig. 10

$L_0, \frac{\text{kmol aer}}{\text{kgf comb.}}$ — cantitatea teoretică de aer necesară arderii totale a unui kilogram de combustibil, exprimată în kilomoli;

$l_0, \frac{\text{kgf aer}}{\text{kgf comb.}}$ — cantitatea teoretică de aer necesară arderii unui kilogram de combustibil exprimată în kilograme;

γ_r — coeficientul de gaze arse reziduale;

$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$ — raportul de compresiune.

Indici:

0 — aer exterior;

am — amestec de aer şi combustibil;

r — gaze arse reziduale;

a — amestec proaspăt în cilindru, corespunzător punctului mort exterior (punctul a — fig. 4);

a' — amestec proaspăt în cilindru în momentul închiderii supapei de admisiune (punctul a' fig. 4);

h — volumul baleiat de piston.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Todicescu, A.* Contribuţii la studiul coeficientului de umplere la motoarele cu ardere internă. Lucrare de disertaţie. Inst. politehnic Iaşi, 1962.

[2] *Gaiginschi, E.* Motoare cu ardere internă. Studiu termodinamic. Ed. de stat didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1960.

[3] *Kalabin, V. P.* Teplovîe proţess dvigatelei vnutrennevo sgorania. Moscova, Maşghiz, 1959.

[4] *List, H.* Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine. Erster Teil, Viena, Springer Verlag, 1949.

[5] *Orlin, K. S.* ş.a. Motoare cu ardere internă, vol. I. Caiete de traduceri pentru catedrele universitare, Bucureşti, 1955.

[6] *Maslenicov, M. M.* ş.a. Motoare cu piston pentru aviaţie, vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1953.

[7] *Tareev, V. M.* Spravocinik po teplovomu rascetu rabocevo dvigateli vnutrennevo sgorania. Leningrad, Recinoi transport, 1961.

[8] *Glagolev, N. M.* Procesele de lucru ale motoarelor cu ardere internă. Bucureşti, IDT, 1953.

[9] *List, H.* Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine. Dritter Teil. Viena, Springer Verlag 1952.

[10] *Briling, I. R.* ş.a. Bîstrohodnîie Dizeli. Moscova, Maşghiz, 1951.

CZ 621-772.001.24 : 519.2

Stabilirea consumului pieselor de schimb cu ajutorul statisticii matematice

Nicolae ŞONERIU

Fabricarea pieselor de schimb de mare consum necesită dotări importante în uzinele producătoare şi dă loc la cheltuieli mari pentru întreţinerea maşinilor şi instalaţiilor respective. Stabilirea cantităţilor anuale de piese de schimb, făcută pe bază de liste şi normative care se orientează pe baza proporţionalităţii cu parcul existent de maşini, poate da loc la formarea de stocuri care să nu corespundă necesităţilor din cauza împrăştierilor mari pe care le au atît uzurile pieselor, cît şi duratele de folosire anuală a utilajelor.

Pentru a se concretiza aceste aspecte cu minimum de considerente teoretice, se prezintă în cele ce urmează un exemplu numeric care tratează variaţia în timp a consumului de segmenţi necesari întreţinerii unui singur tip de autovehicul.

Pentru un parc de autovehicule, care se compune din mai multe tipuri, sînt necesare doar operaţii de centralizare a rezultatelor, iar fabricaţia curentă nu ridică probleme, aşa că nu este cuprinsă în cele ce urmează.

Numerele alese pentru formarea parcului şi abaterile care se produc la stabilirea dinamicii acestuia sînt date ca exemplificare, metoda şi concluziile fiind însă valabile pentru orice alimentare cu piese de mare uzură a unui parc mai important de maşini sau utilaje, la care legile statisticii matematice determinate de „numerele mari” să fie valabile.

Determinarea variaţiei parcului. Variaţia în timp a fabricaţiei aceluiaşi tip de autovehicul are trei faze caracteristice, care se succed, în timp, după cum urmează:

— de începere a producţiei, fabricîndu-se loturi mai mici în decurs de circa un an;

— de primă folosire a capacităţii, în care producţia variază printr-o creştere anuală relativ mică, în decurs de cîţiva ani;

— de atenuare a producţiei pînă la încetarea ei, fază care corespunde începerii producţiei tipului schimbat de autovehicul şi a cărei durată este de acelaşi ordin de mărime cu prima fază.

În general, aceste trei faze însumate sînt aproximativ de aceeaşi mărime cu durata medie de exploatare a autovehiculelor, deci la finele ultimei faze se va obţine parcul maxim care va scădea apoi succesiv, datorită casării vehiculelor pe măsură ce ajung la limita duratei de exploatare.

În calculele următoare, care au caracter exemplificativ, se va folosi pentru durata medie de exploatare (t) 8 ani, iar răspîndirea ce rezultă de pe urma rulajelor anuale mai mari sau mai mici și a tuturor celorlalți factori ce caracterizează exploatarea (drumuri, șoferi, întreținere etc.) va fi exprimată prin abaterea medie pătratică ($\sigma_t = 2$ ani).

Pe baza acestor mărimi considerînd o variație a producției similară practicii industriale, pentru un total convențional de 30 000 autovehicule, realizat în decurs de 7 ani (tabela 1), se va determina în cele ce urmează variația parcului din an în an (dinamica fabricației).

Tabela 1

Anul	Buc./an
1	500
2	3 000
3	4 500
4	5 000
5	6 000
6	7 000
7	4 000

În figura 1 este reprezentată variația parcului pentru calculele în care se acceptă durata medie $\bar{t}$ (linia 1); curba *2* reprezintă variația reformelor cumulate. Scăzîndu-se ordonatele curbei *2* din dreapta orizontală $q_0 = 1{,}0$ (producția unui an luată dimensional egală cu unitatea), se obține curba *3*, care reprezintă variația parcului în funcție de timp.

Pentru cele ce urmează se dau direct rezultatele numerice obținute. Astfel, plecînd de la durata medie de 8 ani, rezultă că într-o tabelă care are intrările din an în an, la finele anului al 8-lea apare pentru „funcțiunea de distribuție" valoarea 0,5 (fig. 1), corespunzătoare lui $z = 0$ (la $z = 1$ corespunde pe abscisă mărimea σ_t), deci:

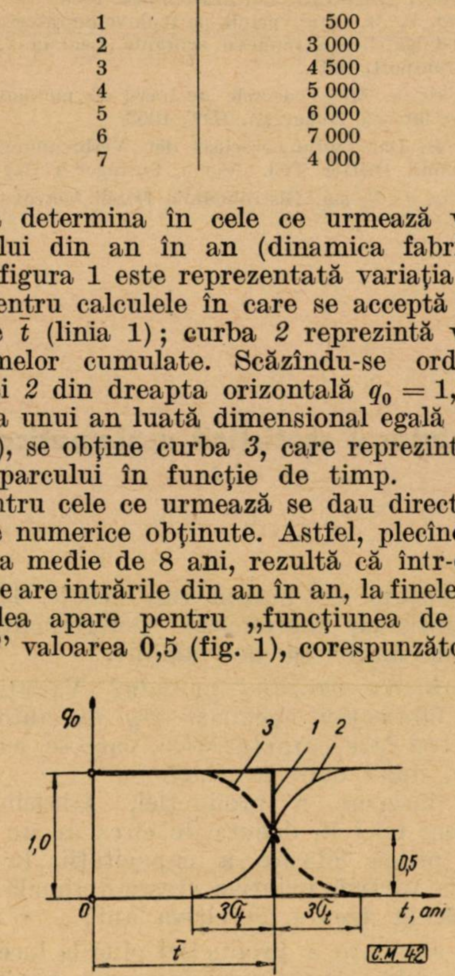


Fig. 1

$$z = \frac{t - \bar{t}}{\sigma_t} \; [1].$$

La sfîrșitul anului al șaselea, respectiv al zecelea, cînd apar doi ani de decalaj, ceea ce corespunde mărimii alese pentru σ_t, adică la $z = \pm 1$, corespund valorile 0,15874, respectiv 0,84131 [1].

Pentru a se ține seamă de faptul că în decursul unui an parcul se reformează uniform, s-a întocmit tabela 2, în care ordonatele pentru curba ce dă reformele au fost luate la jumătatea fiecărui an, astfel la mijlocul intervalului *7* la *8* corespunde $z = 0{,}25$, ceea ce dă în tabelă 0,4013, valoare care s-a notat în dreptul celui de-al optulea an, la anul al nouălea corespunzînd $+0{,}25$, rezultă 0,599 etc.

Tabela 2

Anul	z	Factor reformă parc (curba 2 din fig. 1)
1	−3,75	0,000
2	−3,25	0,001
3	−2,75	0,003
4	−2,25	0,012
5	−1,75	0,040
6	−1,25	0,106
7	−0,75	0,227
8	−0,25	0,4013
9	0,25	0,599
10	0,75	0,773
11	1,25	0,894
12	1,75	0,960
13	2,25	0,988
14	2,75	0,997
15	3,25	0,999
16	3,75	1,000

În ultima coloană din tabela 2 se găsește factorul pentru variația cu timpul a casărilor cumulate de autovehicule, calculată la mijlocul fiecărui an.

Pe baza acestei variații au fost determinate pentru fiecare lot anual casările corespunzătoare fiecărui an și s-a realizat cumularea lor (tabela 3).

Tabela 3

Anul	Lotul anual și anul de fabricație							Total casări anuale	Total casări cumulate
	500 1	3 000 2	4 500 3	5 000 4	6 000 5	7 000 6	4 000 7		
1									
2									
3									
4	6							6	6
5	14	36						50	56
6	33	84	54					171	227
7	60	198	126	60				444	671
8	87	360	297	140	72			956	1 627
9	100	522	540	330	168	84		1 744	3 371
10	87	600	783	600	396	196	48	2 710	6 081
11	60	522	900	870	720	462	112	3 646	9 727
12	33	360	783	1 000	1 044	840	264	4 324	14 051
13	14	198	540	870	1 200	1 218	480	4 520	18 571
14	6	84	297	600	1 044	1 400	696	4 127	22 698
15		36	126	330	720	1 218	800	3 230	25 928
16			54	140	396	840	696	2 126	28 054
17				60	168	462	480	1 170	29 224
18					72	196	264	532	29 756
19						84	112	196	29 952
20							48	48	30 000

După cum se constată din variația casărilor anuale, un număr mic de autovehicule ies din parc începînd încă din anul al 4-lea, datorită unor condiții excepțional de grele din exploatare; de asemenea, după 10—15 ani de la fabricarea ultimului lot anual, se mai fac casări de autovehicule, care nu au fost exploatate intens sau au avut condiţii excepţional de favorabile fie în exploatare, fie datorită calităţii fabricaţiei.

Parcul ce se formează de pe urma fabricaţiei va rezulta din diferenţa vehiculelor intrate şi ieşite. Intrările dau cifrele cumulate din coloana a 2-a a tabelei 4, coloana a 3-a prezentînd casările cumulate, iar ultima parcul de exploatare din mijlocul fiecărui an.

Tabela 4

Anul	Fabricaţia cumulată	Casări cumulate	Parc în exploatare
1	500		500
2	3 500		3 500
3	8 000		8 000
4	13 000	6	12 994
5	19 000	56	18 944
6	26 000	227	25 773
7	30 000	671	29 329
8	30 000	1 627	28 373
9	30 000	3 371	26 629
10	30 000	6 081	23 919
11	30 000	9 727	20 273
12	30 000	14 051	15 949
13	30 000	18 571	11 429
14	30 000	22 698	7 302
15	30 000	25 928	4 072
16	30 000	28 054	1 946
17	30 000	29 224	776
18	30 000	29 756	244
19	30 000	29 952	48
20	30 000	30 000	0

În figura 2 este reprezentată variaţia parcului în exploatare, aşa cum s-a calculat. Curba *1* reprezintă variaţia parcului ce s-ar fi obţinut folosindu-se durata medie de 8 ani, fără răspîndire. După cum se poate constata din figură, diferenţa de parc casată mai curînd (pînă la $t = 12$), datorită considerării împrăştierii, apare ca plus de parc, extinzînd durata acestuia de la 14 la 19 ani. De remarcat că, în statisticile din publicaţiile de specialitate, repartiţiile parcului după vechime corespund celor din figura 1.

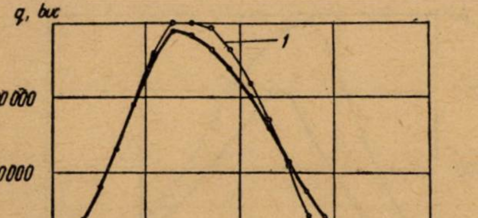


Fig. 2

Avînd determinată variaţia parcului de exploatare, se poate trece la stabilirea consumului de segmenţi.

Această determinare se face în două alternative. În cadrul primei alternative se consideră că durata dintre două schimbări de segmenţi este constantă şi reprezentată numai prin valorile medii, iar într-a doua se iau în considerare abaterile date de împrăştierea duratei schimbărilor (tot după o repartiţie normală).

În cadrul primei alternative, notînd cu r_0 (km) rulajul mediu cu segmenţii de la autocamioanele livrate de fabrică, cu r_1 (km), rulajul mediu după reparaţiile făcute de la prima schimbare de segmenţi, şi cu $\bar{r}$ rulajul mediu anual al autocamioanelor (km/an), se obţin următoarele durate medii pentru segmenţi:

$$t_{s0} = r_0/\bar{r} \text{ ani},$$
$$t_{s1} = r_1/\bar{r} \text{ ani}.$$

Cum pînă la casare un autovehicul rulează în medie $\bar{t}$ ani, rezultă că numărul de schimbări de segmenţi S, ce se vor face pentru toată durata de exploatare a acestuia, va fi:

$$S = \frac{\bar{t} - t_{s0}}{t_{s1}} - \frac{1}{2} = \bar{t} \cdot \bar{r}/r_1 - r_0/r_1 - 1/2.$$

Ultimul termen (1/2) este introdus pentru a se ţine seamă că înainte de casare nu se face schimbarea pentru o jumătate de ciclu.

În cazul cînd $r_0/r_1 = 1$, numărul schimbărilor va fi exprimat simplu prin:

$$S = \bar{t} \cdot \bar{r}/r_1 - 3/2.$$

Din aceste expresii rezultă că numărul de seturi de segmenţi ce se vor schimba va fi proporţional cu parcul, excepţie făcînd fîşiile de lîngă marginile diagramelor.

Luînd ca exemplu parcul rezultat din lotul primului an (500 bucăţi în exemplul numeric), şi alegînd:

$$\bar{r} = 30\ 000 \text{ km/an},$$
$$r_0 = r_1 = 30\ 000 \text{ km},$$

nlocuirile de seturi de segmenţi la autocamioanele fabricate într-un an se vor face după cum se menţionează în continuare (tabela 5).

Tabela 5

Anul	Parcul q_1	Înlocuiri S_1	Înlocuiri S_2
1	500	—	—
2	500	**500**	**500**
3	500	500	497
4	494	494	487
5	480	480	463
6	447	447	417
7	387	387	343
8	300	300	250
9	200	200	156
10	113	113	83
11	53	53	36
12	20	20	13
13	6	6	3
	Total	3 500	3 248

Pentru determinarea înlocuirilor au fost trecute două coloane : S_1, în care s-a presupus că se înlocuiesc segmenţii an de an, inclusiv în anul casării, şi S_2, în care s-a ţinut seamă că la autovehiculele casate nu se mai fac înlocuiri, cifrele din această coloană obţinîndu-se prin calcularea semisumei din anii succesivi (aşa cum în formula pentru S s-a scăzut termenul 1/2).

Tabela 6

Anul	Schimbări de segmenţi pentru loturile anuale							Total schimburi pe an
	500 1	3 000 2	4 500 3	5 000 4	6 000 5	7 000 6	4 000 7	
1	—	—	—	—	—	—	—	—
2	**500**	—	—	—	—	—	—	500
3	497	**3 000**	—	—	—	—	—	3 497
4	487	2 982	**4 500**	—	—	—	—	7 969
5	463	2 922	4 473	**5 000**	—	—	—	12 858
6	417	2 781	4 383	4 970	**6 000**	—	—	18 551
7	343	2 502	4 171	4 870	5 964	**7 000**	—	24 850
8	250	2 061	3 753	4 653	5 844	6 958	**4 000**	27 501
9	156	1 500	3 091	4 170	5 562	6 818	3 796	25 273
10	83	939	2 250	3 435	5 004	6 489	3 896	22 096
11	36	498	1 408	2 500	4 122	5 838	3 708	18 110
12	13	219	747	1 565	3 000	4 809	3 336	13 689
13	3	78	328	830	1 878	3 500	2 748	9 365
14	—	18	117	365	996	2 191	2 000	5 687
15	—	—	27	130	438	1 162	1 252	3 009
16	—	—	—	30	156	511	664	1 361
17	—	—	—	—	36	182	292	510
18	—	—	—	—	—	42	104	146
19	—	—	—	—	—	—	24	24
Total	3 248	19 500	29 248	32 500	39 000	45 500	26 000	194 996

Tabela 7

Anul	Cifre iniţiale	De scăzut	Restul	Ori 0,75	De adăugat	S rezultat
1	—	—	—	—	—	—
2	500	500	—	—	—	—
3	3 497	3 497	—	—	500	500
4	7 969	7 482	487	365	3 000	3 365
5	12 858	9 473	3 385	2 539	4 500	7 039
6	18 551	10 970	7 581	5 686	5 000	10 686
7	24 850	13 964	10 886	8 165	6 000	14 165
8	27 501	10 958	16 543	12 407	7 000	19 407
9	25 273	3 976	21 297	15 973	4 000	19 973
10	22 096	—	22 096	16 572	—	16 572
11	18 110	—	18 110	13 582	—	13 582
12	13 689	—	13 689	10 267	—	10 267
13	9 365	—	9 365	7 024	—	7 024
14	5 687	—	5 687	4 265	—	4 265
15	3 009	—	3 009	2 258	—	2 258
16	1 361	—	1 361	1 021	—	1 021
17	510	—	510	382	—	382
18	146	—	146	109	—	109
19	24	—	24	18	—	18
					Total	130 633

Prima schimbare de segmenţi a fost subliniată pentru a o distinge de celelalte, cînd se vor diferenţia datele de rulaj mediu cu cele două feluri de schimbări de segmenţi, luîndu-se $r_1 < r_0$, pentru a se ţine seamă de faptul că înlocuirile cu alezări efectuate la reparaţii dau o durată ceva mai scurtă decît la motorul nou.

Cu modul de calcul arătat mai sus se obţin pentru întregul parc valorile din tabela 6 (schimbările anuale de segmenţi).

Alegerea valorilor numerice $r_0 = r_1 = \bar{r}$ s-a făcut pentru a simplifica calculul considerîndu-se multiple întregi anuale.

Trecerea la alte perioade de rulaj mediu se face prin aplicarea de cifre de proporţionalitate ; astfel, pentru $r_0 = 60\ 000$ km (2 ani) şi $r_1 =$ $= 40\ 000$ km, este necesar ca din totalul schimbărilor calculate să se scadă valorile subliniate şi primele care urmează. Restul obţinut astfel se înmulţeşte cu 3/4 (pentru trecerea de la $r_0 =$ $= 30\ 000$ la $r_0 = 40\ 000$ km), apoi se readună cifrele subliniate cu o coborîre de un an. Calculul este arătat în tabela 7.

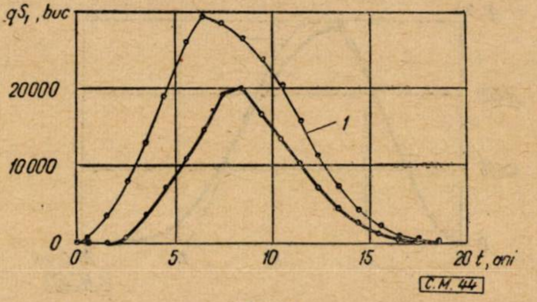


Fig. 3

Valorile care stau la baza acestui rezultat fiind apropiate de valori medii obişnuite, au fost reprezentate în figura 3, care redă schimbările anuale de segmenţi (din coloana 7) şi variaţia parcului după figura 2 (curba *1*).

În alternativa a doua, rulajul autocamioanelor după fiecare schimbare de segmenţi este, de asemenea, supus unor factori care îl scurtează sau prelungeşte faţă de valorile medii care au fost considerate fixe în prima alternativă.

În cele ce urmează se presupune că la o repartiţie gaussiană, împrăştierea corespunde mărimii abaterii medii pătratice de 20% din r_0, respectiv r_1, adică $\sigma_r = 0{,}2\ r$. Pentru $\bar{r}$ nu este necesară considerarea unei abateri, aceasta fiind cuprinsă în determinarea lui σ_r.

Pentru valorile alese în calculele din tabela 7 se obţine:

$$r_0 = 0{,}2 \cdot 60\ 000 = 12\ 000 \text{ km};$$

$$r_1 = 0{,}2 \cdot 40\ 000 = 8\ 000 \text{ km}.$$

Raportînd aceste mărimi la $\bar{r}/2 = 15\ 000$ km/an, rezultă că la primul schimb de segmenţi apare în cuprinsul aceluiaşi an 15 000/12 000 = = 1,25 din abaterea medie pătratică a curbei standard, ceea ce dă prin citire în tabela funcţiei de distribuţie:

anul anterior	10,6%
anul mediei	78,8%
anul următor	10,6%
	100,0%.

La schimbările următoare de segmenţi rezultă 15 000/8 000 = 1,875 şi următoarele repartiţii: anul anterior — 3,0%, anul mediei — 94,0% şi anul următor — 3,0%.

Împrăştierile astfel determinate se aplică numerelor din coloana a 6-a şi coloana a 5-a a tabelei 7, după cum se arată în tabela 8 (aplicarea împrăştierii la valorile de bază).

Pentru împrăştierea valorilor din coloana a 5-a a tabelei 7, calculul se face în mod similar; astfel, cele 353 schimbări de segmenţi din anul patru se scriu:

anul:	3	4	5
schimbări:	11	343	11.

Rezultatul acestor calcule este dat direct în tabela 9, unde sînt făcute apoi însumările cu datele din ultimul şir al tabelei 8.

În figura 4 este arătată variaţia dată de totalul din tabela 9, în comparaţie tot cu variaţia parcului.

O comparaţie a ultimelor coloane din tabelele 7 şi 9 şi a figurilor 3 şi 4 arată că repartiţia schimbărilor de segmenţi a fost uniformizată de împrăştierea cu 20% a duratelor segmenţilor, fără a-şi schimba alura generală.

Tabela 8

Anul	Cifra de bază	Repartizarea pentru anul								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
3	500	53	394	53						
4	3 000		318	2 364	318					
5	4 500			477	3 546	477				
6	5 000				530	3 940	530			
7	6 000					636	4 728	636		
8	7 000						742	5 516	742	
9	4 000							424	3 152	424
Total		53	712	2 894	4 394	5 053	6 000	6 576	3 894	424

Tabela 9

Anul	Împrăştierea din tabela 7		Total
	coloana 5	coloana 6	
1	—	—	—
2	—	53	53
3	11	712	723
4	419	2 894	3 313
5	2 568	4 394	6 962
6	5 667	5 053	10 720
7	8 217	6 000	14 217
8	12 387	6 576	18 963
9	15 884	3 894	19 778
10	16 464	424	16 888
11	13 573	—	13 573
12	10 269	—	10 269
13	7 038	—	7 038
14	4 288	—	4 288
15	2 281	—	2 281
16	1 038	—	1 038
17	394	—	394
18	115	—	115
19	20	—	20
		Total	130 633

Exprimarea variaţiei consumului de segmenţi cu ajutorul curbei lui Gauss. Aplicarea legilor numerelor mari de la fabricaţia în loturi a autovehiculelor pînă la numărul de seturi de segmenţi ce se schimbă în fiecare an a dus la o repartiţie care se apropie de aceea a clopotului lui Gauss.

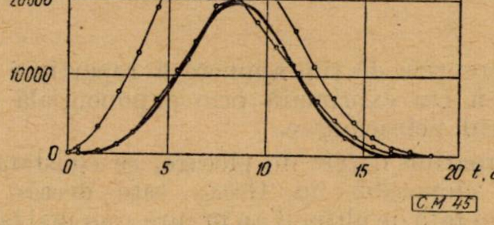


Fig. 4

Plecînd de la cifrele din tabela 9, ultima coloană, se obţine tabela 10, care precizează calculul pentru determinarea curbei lui Gauss :

$$\bar{t}_s = \frac{1\,196\,790}{130\,635} = 9{,}16\,;$$

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{945\,245}{130\,633}} = 7{,}236 \cong 2{,}69.$$

Expresia curbei lui Gauss va fi deci :

$$s = \frac{130\,633}{2{,}69\sqrt{2\,\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(t-9{,}16)^2}{2.2{,}69^2} \right] =$$

$$= 19\,400 \exp\left[-\frac{(t-9{,}16)^2}{14{,}47} \right].$$

În figura 4 au fost notate punctele care corespund la $t = 9{,}16$ (19 400), $9{,}16 \pm 2{,}69$ (1 180,0) şi $9{,}16 \pm 2 \cdot 2{,}69$ (2 600), prin care a fost trasată curba pentru comparaţie (s-a ţinut seamă de decalajul de 0,5 ani cu care au fost notate pe diagramă toate punctele).

Tabela 10

Anul t	Repartiţia s	st	$t - \bar{t}_s$	$(t - \bar{t}_s)^2$	$s \cdot (t - \bar{t}_s)^2$
1	—	—	—	—	—
2	53	106	−7,16	51,27	2 717
3	723	2 169	−6,16	37,96	27 445
4	3 313	13 252	−5,16	26,63	88 225
5	6 962	34 810	−4,16	17,31	120 512
6	10 720	64 320	−3,16	9,99	107 093
7	14 217	99 519	−2,16	4,67	66 393
8	18 963	151 704	−1,16	1,35	25 600
9	19 778	178 002	−0,16	0,03	593
10	16 888	168 880	+0,84	0,71	11 990
11	13 573	149 303	+1,84	3,39	46 012
12	10 269	123 228	2,84	8,07	82 871
13	7 038	91 494	3,84	14,75	103 810
14	4 288	60 032	4,84	23,43	100 468
15	2 281	34 215	5,84	34,11	77 805
16	1 038	16 608	6,84	46,79	48 568
17	394	6 698	7,84	61,47	24 219
18	115	2 070	8,84	78,15	8 987
19	20	380	9,84	96,83	1 937
	130 633	1 196 790			945 245

Diferenţele de suprapunere a repartiţiei iniţiale cu cea exprimată prin exponenţială sînt cu totul neînsemnate.

Comparînd datele de plecare, se constată că vîrful clopotului lui Gauss este decalat cu 2,16 ani faţă de ultimul an în care s-au mai fabricat autovehicule de tipul considerat, deci foarte aproape de decalajul dat de $\bar{r}_0/\bar{r} = 60\,000/30\,000 = 2$, după care se începe schimbarea segmenţilor la vehiculele primite de la uzina constructoare. Răspîndirea statistică a mărit decalajul de la 2 la 2,16 , deci cu 8%.

Împrăştierea se obţine cu o bună aproximaţie, luîndu-se o cincime din intervalul calculat astfel :

durata de fabricaţie	7 ani
durata medie de exploatare	8 ani
	15 ani

se scade $r_0/\bar{r} = 2$ ani şi se obţine :

$$\sigma_s = \frac{1}{5} \cdot 13 = 2{,}6 \text{ ani.}$$

Numărul de seturi de segmenţi ce vor fi schimbaţi la fiecare autocamion fabricat, după tabelele 7 sau 9, rezultă din raportul 130 633/30 000 = 4,3 ; aplicînd formula considerată mai sus se obţine :

$$S = (\bar{t} - t_{s0}) : t_{s1} - \frac{1}{2} = (8-2) : \frac{4}{3} - \frac{1}{2} =$$

$$= \frac{6{,}3}{4} - \frac{1}{2} = 4{,}0.$$

Răspîndirea statistică precizează deci un plus de circa 8%.

Considerînd $t_s = 7 + 2 = 9$, $s = 2{,}6$ şi 4,0.30 000 = 120 000 schimbări, rezultă într-o primă aproximaţie :

$$S_{aprox} = \frac{120\,000}{2{,}6\sqrt{2\,\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(t-9)^2}{2 \cdot 2{,}62^2} \right] =$$

$$= 18\,400 \exp\left[\frac{(t-9)^2}{13{,}5} \right].$$

Rezultatul poate servi foarte bine pentru orientarea cantitativă a schimbărilor de segmenţi, diferenţele în minus de ordinul a 6% putînd fi admise.

Concluzii. Statistica matematică permite obţinerea rapidă de date cantitative, atunci cînd elementele folosite se bazează pe date determinate în mod corespunzător şi cînd ele se aplică la un număr suficient de mare de vehicule sau maşini.

Particularităţile de formare a parcului de maşini, respectiv autovehicule, se uniformizează prin împrăştierile relativ mari, aşa că rezultate destul de bune pot fi obţinute luîndu-se repartiţii normale pentru parametrii ce se folosesc în calcule (nu prezintă dificultăţi matematice nici folosirea de repartiţii asimetrice, cerîndu-se însă cunoaşterea unui număr mai mare de parametri). Calcularea obişnuită pe bază de normative, adică prin aplicarea unui coeficient de proporţionalitate între parc şi consumul de segmenţi, duce numai la schimbarea de scară a variaţiei parcului, ceea ce nu corespunde realităţii, după cum se poate uşor constata comparînd consumul din figura 4 cu datele de plecare din figura 2. Însuşi consumul total de segmenţi va diferi pentru întreaga perioadă de exploatare, cel determinat pe bază de normativ fiind sensibil superior celui stabilit prin mijloace statistice, în caz că normativul a fost întocmit pentru condiţii normale de consum, adică la un parc constant (la care împrospătarea este an de an egală cu casarea).

Aprovizionarea, deci şi fabricarea segmenţilor ca piese de schimb, ridică numeroase alte probleme legate de timpul de obţinere şi depozitare pînă la utilizare, precum şi de faptul că segmenţii au mai multe dimensiuni, deci calculele globale din exemplul numeric de mai sus trebuie defalcate pentru fiecare treaptă de alezaj. De asemenea, trebuie admis ca exploatarea să aibă o oarecare acoperire faţă de consumul efectiv, astfel încît să se evite riscul de a nu se putea recondiţiona la timp motoarele. Cunoaşterea corectă a aspectelor arătate în lucrare poate duce la evitarea unor cereri necorespunzătoare de piese de schimb, avînd ca urmare casarea unui număr important de astfel de piese nefolosite la sfîrşitul casării parcului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rancu, N.* şi *Tóvissi, L.* Analiza statistico-matematică a calităţii producţiei industriale. Bucureşti, Edit. ştiinţifică, 1964.

CZ 621.165–226.2 :621.224 – 226.2 : 621.91

Unele aspecte ale prelucrării prin aşchiere a paletelor de turbină cu profil aerodinamic, prin metoda generării

Adrian POPA şi Alexandru MICULESCU

Industria constructoare de turbine cu abur din ţara noastră a înregistrat progrese importante în ultima perioadă de timp, perspectivele de dezvoltare fiind deosebit de însemnate. În afară de aceasta, numărul mare al turboagregatelor de puteri medii şi mari în funcţiune impune existenţa unei industrii de piese de schimb capabile să satisfacă nevoile sistemului energetic. Rezultă că rezolvarea unor probleme legate de prelucrarea paletelor de turbină cu profil aerodinamic prezintă deosebită importanţă.

Organ principal al turbinei, paleta este cu atît mai complexă ca formă constructivă cu cît puterea agregatului este mai mare. Dacă din punct de vedere funcţional paletele de turbină se pot clasifica în palete cu acţiune (fig. 1,*a*), palete cu reacţiune (fig. 1, *b*) şi palete cu acţiune şi reacţiune redusă (fig. 1,*c*), criteriile tehnologice conduc la o clasificare legată de procedeele de prelucrare, indicînd fie o prelucrare mai simplă, fie una mai complexă.

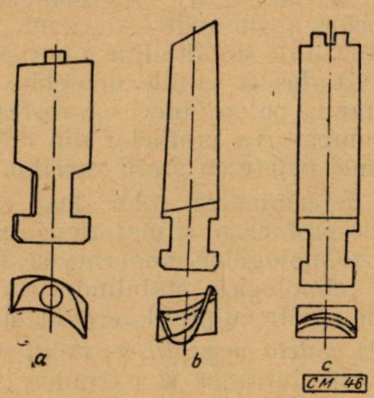


Fig. 1

Paletele cu reacţiune şi paletele cu acţiune şi reacţiune redusă — palete cu profil aerodinamic — sînt reprezentative pentru prelucrările complexe întîlnite, în general, în fabricaţia de palete.

O paletă cu reacţiune de tipul cel mai general (fig. 2 : *1* — intrados ; *2* — extrados ; *3* — muchie de fugă ; *4* — bord de atac ; l_a — lungimea părţii active, inclusiv zona de racordare ; l_c — lungimea porţiunii de încastrare ; *b* — lăţimea (cota de canal) paletei ; *g* — grosimea paletei într-o anumită secţiune) prezintă trei zone distincte din punctul de vedere al realizării lor : partea activă a paletei *A*, zona de racordare *B*, porţiunea de încastrare — piciorul paletei — *C*.

În cadrul lucrării de faţă se consideră unele aspecte ale prelucrării părţii active a paletei, metodele de realizare (de execuţie) ale zonei de racordare, precum şi ale porţiunii de încastrare formînd obiectul unei alte lucrări.

Pentru partea activă, profilul paletei este determinant din punct de vedere al formei. Se obişnuieşte a se denumi profilul paletei într-o anumită secţiune curba plană închisă rezultată din intersectarea părţii active a paletei cu un plan perpendicular pe axa ei de simetrie.

În marea majoritate a cazurilor, un astfel de profil reprezintă totalitatea unor arce de cerc tangente între ele (fig. 3). Elementele geometrice caracteristice ale profilului sînt:

α — unghi de ieșire intrados;
β — unghi de ieșire extrados;

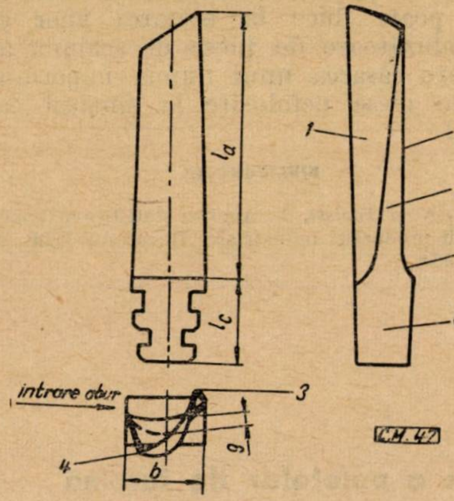


Fig. 2

$R_{1i}, R_{2i}...R_{ni}$ — raze de curbură ale arcelor care alcătuiesc intradosul;
$R_{1e}, R_{2e}...R_{ne}$ — raze de curbură ale arcelor care alcătuiesc extradosul;
$x_{1i}, y_{1i}; x_{2i}, y_{2i}; x_{ni}, y_{ni}$ — coordonatele centrelor de curbură ale arcelor care alcătuiesc intradosul;
$x_{1e}, y_{1e}; x_{2e}, y_{2e}; x_{ne}, y_{ne}$ — coordonatele centrelor de curbură ale arcelor care alcătuiesc extradosul.

Dat fiind faptul că, în general, intradosul și extradosul părții active a paletei se prelucrează prin operații distincte, se deosebesc respectiv două curbe de aluri diferite care, racordate la capete (spre bordul de atac și spre muchia de fugă), închid profilul paletei într-o secțiune dată.

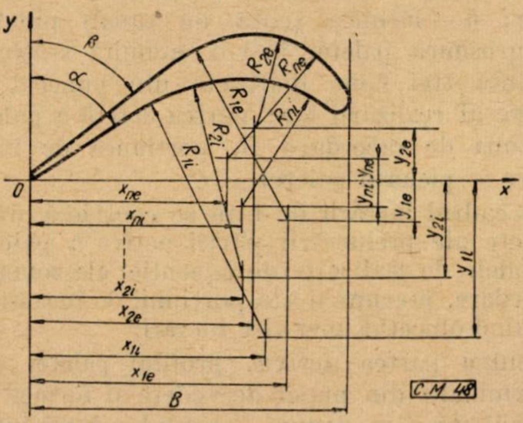


Fig. 3

Observația prezintă importanță, deoarece două sau trei palete cu profile diferite se pot prelucra cu aceleași metode și cu aceleași scule (fig. 4, *a* — profil de referință; fig. 4, *b* — profil cu curba extradosului deplasată cu Δy după axa O*y*; fig. 4,*c* — profil cu curba extradosului rotită) pe baza identității alurii curbelor intrados și extrados.

Observarea atentă a coordonatelor centrelor indică fie deplasarea uneia dintre curbe față de alta după o anumită direcție (fig. 4,*b*), fie rotirea ei față de cealaltă cu un anumit unghi (fig. 4, *c*). Nu este exclusă nici posibilitatea identității curbelor intrados și extrados a două profile diferite, la care acestea au descris o mișcare plan paralelă (cazul cel mai general).

Se impune o analiză atentă a profilelor pentru stabilirea identității intrados sau extrados, lucru deosebit de important în precizarea metodei de prelucrare. Pentru operativitate în proiectarea procesului tehnologic, se recurge adesea la metoda grafică de analiză a profilelor, prin suprapunerea acestora, stabilindu-se identitatea curbelor, acolo unde este cazul.

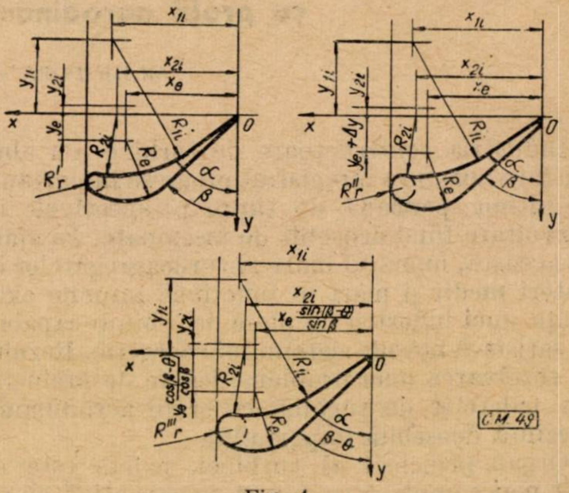


Fig. 4

Dacă situații de similitudine a curbelor intrados sau extrados la profile deosebite se întîlnesc mai rar la palete diferite, acestea sînt curente la compararea profilelor din diferite secțiuni ale unei palete cu profil variabil.

Pentru determinarea celor mai economice procedee de prelucrare și mai ales în scopul introducerii tehnologiilor moderne, se impune o clasificare tehnologică, stabilindu-se mai multe categorii de palete cu profil aerodinamic.

Astfel, la *paleta cu profil constant*, se mențin aceleași curbe intrados și extrados (raportate la unul și același sistem de axe de coordonate) și aceleași grosimi în lungul paletei (fig. 1,*a*).

În cazul *paletei de egală rezistență* se mențin aceleași curbe intrados și extrados de la secțiune la secțiune, cu variația grosimii paletei (micșorarea valorii ei) dinspre porțiunea de încastrare spre vîrful paletei (fig. 5). Aceasta reprezintă cel mai simplu tip de paletă cu profil variabil.

Paleta este caracterizată prin inegalitatea: $g_{zz} < g_{yy} < g_{xx}$; variaţia este determinată numai de modificarea ordonatelor centrelor razelor de curbură, abscisele păstrîndu-se în permanenţă aceleaşi (pentru o anumită rază a curbei extrados, $x_{xx} = x_{yy} = x_{zz}$).

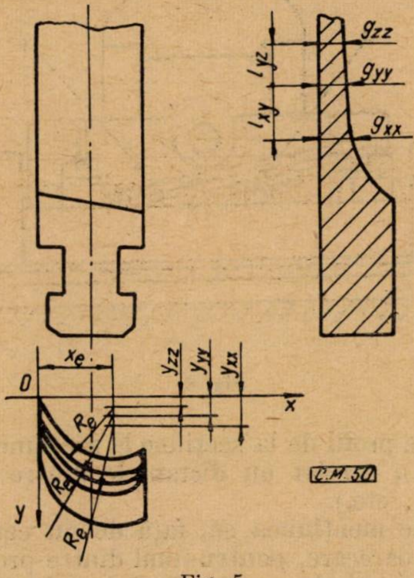


Fig. 5

Realizarea profilului implică o astfel de poziţionare a piesei sub sculă încît să se realizeze în diferite secţiuni ordonatele centrelor de curbură dorite. Evident, pentru aceasta, paleta de prelucrat trebuie înclinată în plan vertical faţă de masa frezei. Aceasta nu pune probleme proiectării tehnologice atît timp cît:

$$\frac{\Delta y_{x-y}}{l_{x-y}} = \frac{\Delta y_{y-z}}{l_{y-z}} = \ldots = m,$$

unde:

$$\Delta y_{x-y} = y_{nxx} - y_{nyy},$$
$$\Delta y_{y-z} = y_{nyy} - y_{nzz},$$

m reprezintă înclinarea axei paletei faţă de masa frezei. Atunci însă cînd:

$$\frac{\Delta y_{x-y}}{l_{x-y}} \neq \frac{\Delta y_{y-z}}{l_{y-z}} \neq \ldots,$$

adică atunci cînd apar înclinări diferite de la o secţiune la alta faţă de masa frezei, se adoptă metoda copierii după o camă longitudinală pe care s-au conservat unghiurile de transport ale centrelor de curbură. Urmărirea acestei came, impusă de avansul longitudinal al mesei, determină înălţarea (coborîrea) sub sculă a piesei de prelucrat, respectiv obţinerea variaţiei de grosime.

O paletă de egală rezistenţă poate suferi o astfel de prelucrare, fie la intrados, fie la extrados, fie la ambele, corespunzător raportării curbelor de profil faţă de unul şi acelaşi sistem de axe de coordonate.

În cazul *paletei cu profil translatat*, alura curbei de profil se menţine atît la intrados, cît şi la extrados, acestea deplasîndu-se însă una faţă de alta după un vector care se poate descompune după două direcţii paralele cu *ox* şi *oy* (fig. 6).

Prelucrarea părţii active a paletei cu profil translatat necesită, de asemenea, o deplasare anumită a piesei de prelucrat sub sculă (în cazul conservării curbei de profil de la secţiune la secţiune). Această deplasare se poate obţine înclinînd în planul mesei paleta cu unghiul γ_H corespunzător înclinării rezultate din variaţia componentelor orizontale ale vectorilor de deplasare ai centrelor de curbură O_{1i}, $O_{2i} \ldots O_{ni}$, sau O_{1e}, $O_{2e} \ldots O_{ne}$ (egali şi paraleli) şi în planul vertical cu unghiul γ_V corespunzător înclinării rezultate din variaţia componentelor verticale ale aceloraşi vectori; şi în acest caz, înclinarea poate fi alta de la secţiune la secţiune.

Deplasarea se mai poate obţine rotind paleta cu întregul ei sistem de fixare pe masa maşinii pînă cînd se aduce planul în care se deplasează vectorii de la secţiune la secţiune într-un plan vertical avînd grijă să se proiecteze freza profil corespunzător noii poziţii a paletei: această metodă este cea mai indicată în cazul variaţiei de înclinare de la secţiune la secţiune, putîndu-se folosi o camă longitudinală ca în cazul paletei de egală rezistenţă.

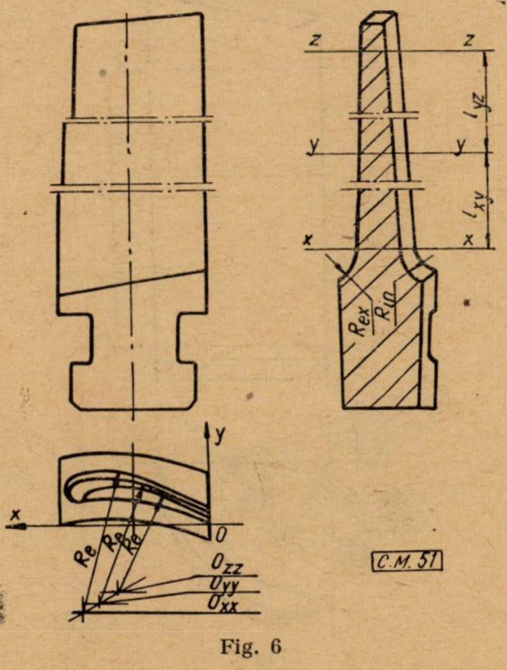


Fig. 6

Calculul formei camei se face ca în cazul anterior, luînd în considerare variaţia vectorului de deplasare în locul variaţiei ordonatei (Δy_{x-y}, Δy_{y-z} etc.).

Vorbind despre prelucrarea extradosului unei palete cu profil translatat, vectorul de deplasare a unui centru de curbură oarecare de la secţiunea xx la secţiunea yy este $\overrightarrow{O_{nxx}O_{nyy}}$, de la secţiunea yy la secţiunea zz, $\overrightarrow{O_{nyy}O_{nzz}}$ etc.

Unghiul de înclinare a paletei în noua poziţie este :

$$\gamma = \text{arc tg } m,$$

unde :

$$m = \frac{|\overrightarrow{O_{nxx}\,O_{nyy}}|}{l_{x-y}}, \text{ pentru porţiunea de la } x-x \text{ la } y-y;$$

$$m = \frac{|\overrightarrow{O_{nyy}\,O_{nzz}}|}{l_{y-z}}, \text{ pentru porţiunea de la } y-y \text{ la } z-z,$$

sau :

$$m = \frac{\sqrt{(X_{nxx}-X_{nyy})^2+(Y_{nxx}-Y_{nyy})^2}}{l_{x-y}},$$

respectiv :

$$m = \frac{\sqrt{(X_{nyy}-X_{nzz})^2+(Y_{nyx}-Y_{nzz})^2}}{l_{y-z}}.$$

Evident, este posibilă translaţia curbei extradosului în raport cu curba intradosului menţinută în aceeaşi poziţie faţă de un acelaşi sistem de referinţă sau invers; totodată este posibil ca ambele curbe de profil să suporte o mişcare de translaţie faţă de un sistem de referinţă dat.

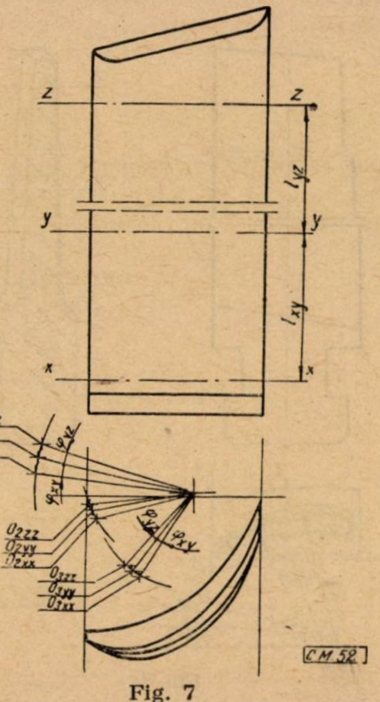


Fig. 7

Pentru *paleta cu profil rotit sau răsucit*, alura curbei de profil se menţine atît la intrados, cît şi la extrados, una dintre ele — sau ambele — rotindu-se în jurul unei axe şi făcînd astfel să rezulte un alt profil de la secţiune la secţiune (fig. 7).

Pentru realizarea profilului părţii active a unei astfel de palete este necesar ca piesa de prelucrat să se rotească sub freză concomitent cu deplasarea longitudinală de avans a mesei. Aceastǎ rotire este impusă de unghiul de răsucire a curbei de profil de la secţiune la secţiune (φ_{x-y}, φ_{y-z} etc.), corelat cu distanţele dintre acestea (l_{x-y}, l_{y-z} etc.).

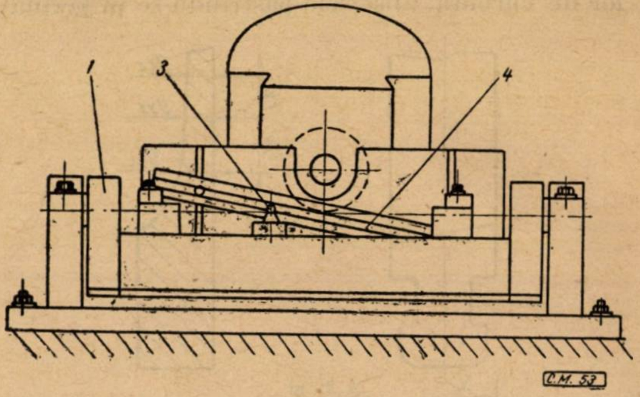


Fig. 8

Se face menţiunea că, faţă de un centru de răsucire oarecare, pentru unul dintre profile (de exemplu, extrados — fig. 7), determinat de mai multe raze de curbură R_1, R_2, R_3, toate centrele acestora (O_1, O_2, O_3) au aceeaşi deplasare unghiulară (φ_{x-y}, φ_{y-z} etc.).

Dată fiind relaţia de legătură $F(\varphi_{x-y}, l_{x-y}) = 0$, impusă de variaţia liniar-continuă a profilului în lungul părţii active a paletei, este necesar să se introducă noţiunea de rotire specifică :

$$\omega_{x-y} = \frac{\varphi_{x-y}}{l_{x-y}}, \text{ rad/cm}; \quad \omega_{y-z} = \frac{\varphi_{y-z}}{l_{y-z}}, \text{ rad/cm},$$

care caracterizează mişcarea de rotire a palete sub sculă pentru un avans longitudinal al mesei de 1 cm.

În cazul $\omega_{x-y} = \omega_{y-z} = \ldots \left(\text{respectiv } \frac{\varphi_{x-y}}{l_{x-y}} = \frac{\varphi_{y-z}}{l_{y-z}} = \ldots\right)$ se poate vorbi de o rotire specifică ω uniformă pe toată lungimea părţii active. Aceasta se realizează, practic, prin transformarea unei mişcări rectilinii sub o înclinare determinată m faţă de masa maşinii, într-o mişcare spaţială după o elice. Calculul lui m pentru un ω necesar implică luarea în considerare a unor elemente constructive ale dispozitivului utilizat, aşa cum se va arăta în continuare.

În cazul $\omega_{x-y} \neq \omega_{y-z}$, respectiv $\frac{\varphi_{x-y}}{l_{x-y}} \neq \frac{\varphi_{y-z}}{l_{y-z}} \ldots$, curba profil în discuţie nu este răsucită uniform de la zona de racordare pînă la vîrful paletei. Trebuie să se asigure pentru fiecare distanţă dintre două secţiuni de referinţă vecine un anumit ω.

Realizarea răsucirii paletei sub sculă se face cu ajutorul unui dispozitiv simplu ((fig. 8), alcătuit dintr-un suport oscilant *1* al piesei de prelucrat *2*, care realizează o mişcare de rotaţie impusă de deplasarea pe verticală a braţului cu cap sferic *3*, legat rigid de el. Mişcarea pe verticală a sferei este realizată prin avansul longitudinal al mesei maşinii pe care este fixat dispozitivul, faţă de o camă *4* fixă pe batiul vertical.

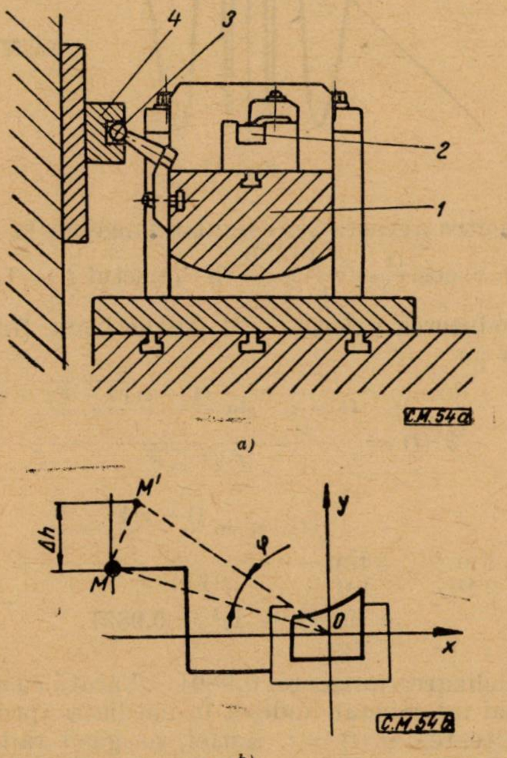
Practicînd o secţiune transversală prin dispozitiv (fig. 9, *a*) şi suprapunînd în planul acestei secţiuni două momente ale mişcării (fig. 9,*b*) se poate scrie că :

$$\varphi = \frac{l}{R_k}, \text{ rad},$$

unde :

l este lungimea arcului MM' ;

R_k — raza deplasării curbilinii a punctului M, deci o constantă a dispozitivului.



a)

b)

Fig. 9

Cum pentru curburi mici ale traiectoriei punctului M şi pentru unghiuri apropiate de axa OX se poate admite aproximaţia $l = \Delta h$, se poate scrie :

$$\varphi = \frac{\Delta h}{R_k}, \text{ rad}.$$

Dar pentru un avans longitudinal al mesei de 1 cm, φ devine ω (rotirea specifică), iar Δh devine m (panta sub care este înclinată cama). Deci :

$$\omega = \frac{m}{R_k}, \text{ rad/cm}.$$

Aceste aproximaţii sînt valabile numai pentru un domeniu restrîns de poziţionări ale sferei din capul braţului de pîrghie într-un cadran al diedrului xoy. Pentru a determina profilul corect al camei de urmărire trebuie să se proiecteze pe un plan paralel cu yoz elicea descrisă de punctul M (fig. 10).

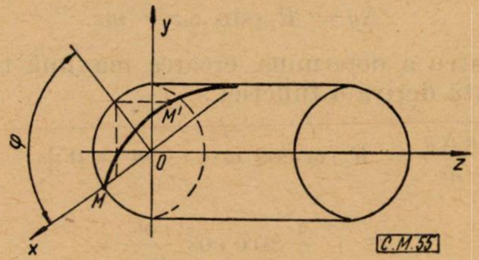


Fig. 10

Ecuaţia traiectoriei punctului M este :

$$z = k \cdot \theta,$$

unde k reprezintă o constantă uşor de determinat punînd condiţiile limită ecuaţiei pentru rotirea piesei cu un unghi φ_{x-y} corespunzător distanţei l_{x-y} dintre secţiunile de referinţă xx şi yy :

$$l_{xy} = k \cdot \varphi_{x-y}\,; \quad k = \frac{l_{x-y}}{\varphi_{x-y}} = \frac{1}{\omega_{x-y}}\,;$$

deci, ecuaţia elicei este :

$$z = \frac{1}{\omega}\,\theta.$$

Scriind ordonata proiecţiei unui punct oarecare de pe elice pe planul xoy se obţine ecuaţia proiecţiei elicei pe planul yoz :

$$y = R \cdot \sin\,\theta.$$

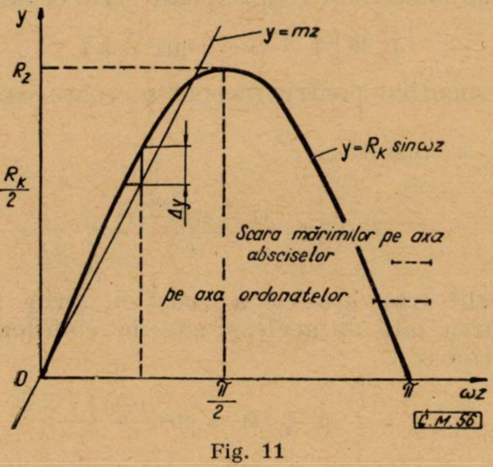


Fig. 11

Cunoscînd că $R = R_k$ şi înlocuind pe θ, rezultă :

$$y = R_k \cdot \sin\,\omega \cdot z.$$

Pentru realizarea unei mişcări unghiulare uniforme este deci necesar să i se impună camei un profil sinusoidal. În ipoteza că se recurge totuşi la o camă rectilinie ($y = mz$) de înclinare m faţă de masa maşinii, apare problema erorii efective pentru unghiuri de lucru pînă la o anumită valoare :

$$\Delta y = R_k \cdot \sin \omega z - mz.$$

Pentru a determina eroarea maximă trebuie anulată derivata funcţiei :

$$\frac{d\Delta y}{dz} = R_k \cdot \omega \cos \omega \cdot z - m = 0;$$

$$z = \frac{1}{\omega} \arccos \frac{m}{R_k \cdot \omega}.$$

Rezultă că :

$$\Delta y_{max} = R_k \cdot \sqrt{1 - \frac{m^2}{R_k^2 \cdot \omega^2}} - \frac{m}{\omega} \arccos \frac{m}{R_k \cdot \omega}.$$

Eroarea relativă maximă este :

$$\left(\frac{\Delta y}{y}\right)_{max} = \frac{\sqrt{1 - \frac{m^2}{R_k^2 \cdot \omega^2}} - \frac{m}{R_k \cdot \omega} \cdot \arccos \frac{m}{R_k \cdot \omega}}{\sqrt{1 - \frac{m^2}{R_k^2 \cdot \omega^2}}}.$$

Făcînd substituţia :

$$\frac{m}{R_k \cdot \omega} = t,$$

se poate scrie :

$$\left(\frac{\Delta y}{y}\right)_{max} = \frac{\sqrt{1 - t^2} - t \arccos t}{\sqrt{1 - t^2}}.$$

Cunoscînd că, în realizarea părţii active a paletelor, abaterile admisibile de la profil sînt de maximum 1%, se poate scrie ecuaţia :

$$0{,}99\sqrt{1 - t^2} = t \cdot \arccos t$$

sau, socotind pentru început o eroare oarecare $\frac{\Delta y}{y} = \varepsilon$, rezultă :

$$t = \cos \frac{(1 - \varepsilon)\sqrt{1 - t^2}}{t}.$$

Rezolvarea grafică a ecuaţiei, prin reprezentarea faţă de aceleaşi axe de coordonate a funcţiilor :

$$\varphi(t) = t \text{ şi } \psi(t) = \cos \frac{0{,}99\sqrt{1 - t^2}}{t}$$

dă o infinitate de soluţii în intervalul $0 < t < 1$ (fig. 12).

În imediata vecinătate a soluţiei evidente, $t = 1$, se obţine rădăcina $t = 0{,}995$. Evidenţierea acesteia impune o scară de reprezentare deosebit de mare. A fost necesar să se demonstreze că dreapta $\varphi(t) = t$ nu este tangentă la curba $\psi(t)$ în punctul terminal al domeniului de existenţă $t = 1$ şi, ca urmare, o căutare a unei rădăcini în vecinătatea acestuia îşi are rostul.

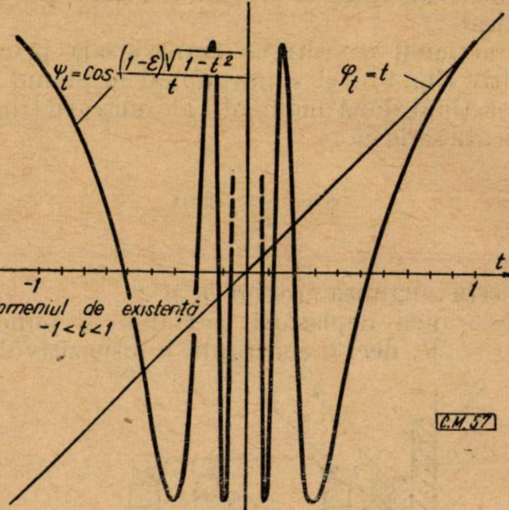


Fig. 12

Pentru aceasta s-a calculat tangenta la curba $\psi(t) = \cos \frac{(1 - \varepsilon) \cdot \sqrt{1 - t^2}}{t}$ în punctul $t = 1$, prin introducerea valorii $t = 1$, în derivata funcţională ψ :

$$\psi'(t) = \frac{(1 - \varepsilon) \cdot \sin \frac{(1 - \varepsilon)\sqrt{1 - t^2}}{t}}{t^2\sqrt{1 - t^2}};$$

$$\lim_{t \to 1} \psi'_{(t)} = \lim_{t \to 1} \frac{(1 - \varepsilon) \sin \frac{(1 - \varepsilon)\sqrt{1 - t^2}}{t}}{t^2\sqrt{1 - t^2}} =$$

$$= \lim_{t \to 1} (1 - \varepsilon)^2 = 0{,}9801.$$

Înclinarea tangentei $0{,}9801 < 1$ arată că curba a mai intersectat undeva în imediata apropiere bisectoarea $\varphi(t) = t$. Astfel, s-a găsit rădăcina $t = 0{,}995$ care interesează din punctul de vedere considerat — determinarea valorii mici limită pînă la care cama rectilinie înlocuieşte admisibil cama sinusoidală.

Cum :

$$t = \frac{m}{R_k \cdot \omega} = 0{,}995,$$

rezultă :

$$m_{lim} = t \cdot R_k \cdot \omega = 0{,}995\, R_k \cdot \omega.$$

Din ecuaţia $y = mz$ a camei rectilinii, pentru o anumită lungime z pe paletă (fig. 11), se poate scrie :

$$m = \frac{y}{z} = \frac{R_k}{z} \cdot \sin \cdot \omega z.$$

Ştiind că :

$$\omega = \frac{\varphi}{z},$$

se mai poate scrie :

$$m = \frac{R_k \cdot \omega}{\varphi} \cdot \sin\varphi$$

şi, considerînd condiţia de limită $m = m_{lim}$, se obţine :

$$t = \frac{\sin\varphi_{max}}{\varphi_{max}} = 0{,}885.$$

Se găseşte astfel unghiul maxim admis în cazul folosirii unei came rectilinii ($\varphi_{max} = 10°$).

Paleta complexă cu profil variabil logic se caracterizează prin păstrarea alurii curbelor intrados şi extrados, fiecare dintre ele deplasîndu-se în spaţiu după o anumită lege (răsucire sau translaţie), sau după mai multe legi (pe o porţiune prin translaţie, pe o porţiune prin rotaţie, pe o alta prin translaţie şi prin rotaţie etc.).

Este locul şi momentul potrivit pentru a face sublinierea că menţinerea alurii curbei de profil (fie intrados, fie extrados) subînţelege nu numai păstrarea valorii razelor de curbură de la secţiune la secţiune ($R_{1xv} = R_{1vv}$, $R_{2xx} = R_{2vv} \ldots R_{nxx} = R_{nxx}$), ci şi constanţa distanţei între centrele de curbură ($O_1 O_{2xx} = O_1 O_{2vv}$ $O_2 O_{3xx} = O_2 O_{3vv}, \ldots O_n O_{1xx} = O_n O_{1vv}$). Altfel, curba de profil ar fi denaturată de la secţiune la secţiune şi ar apărea evidentă imposibilitatea folosirii aceleiaşi freze profil pentru prelucrarea părţii active a paletei.

Foarte adesea, prelucrarea paletelor de acest tip se realizează prin mai multe operaţii tehnologice, executarea lor efectuîndu-se dintr-o singură prindere şi necesitînd astfel dispozitive sau o maşină specială.

La *paleta complexă cu profil variabil oarecare*, curbele profil (cel puţin una dintre ele) nu-şi păstrează alura de la secţiune la secţiune; prezintă alte raze de curbură sau, deşi au valoric aceleaşi raze de curbură, distanţa dintre centrele acestora este alta de la secţiune la secţiune.

O astfel de paletă se realizează, de regulă, prin copiere după model.

Generalizarea metodelor de prelucrare. Partea activă a paletelor de turbină cu profil variabil complex, reprezentînd tipurile cele mai generale, ridică probleme de pregătire a fabricaţiei, care, o dată rezolvate, clarifică problemele de principiu ale prelucrării prin aşchiere ale acestora. Toate celelalte tipuri de palete analizate anterior se pot considera drept cazuri particulare.

Experienţa întreprinderilor constructoare de turbine cu abur şi literatura tehnică de specialitate recomandă două metode de prelucrare prin aşchiere a părţii active (profilate) a paletelor : metoda generării şi metoda copierii.

Metoda generării este recomandată pentru situaţiile în care volumul producţiei de palete este corespunzător. Datorită faptului că, la copiere, dată fiind condiţia de lăţime redusă a sculei, impusă de necesitatea reproducerii corecte a modelului, se obţine o suprafaţă ridată, cu atît mai pronunţată cu cît avansul este mai mare, metoda generării este de preferat atît pentru paletele cu profil variabil legic, cît şi pentru cele cu profil variabil oarecare, la care s-au putut stabili anumite legi de variaţie pe porţiuni.

În esenţă, metoda constă în realizarea unor mişcări relative piesă-sculă, care, prin intersecţia suprafeţei sculei profilate cu semifabricatul, să genereze profilul dorit. Teoretic, pentru paleta de complexitatea cea mai pronunţată, generarea profilului variabil se realizează printr-o succesiune de prelucări pe porţiuni cu freze profil (din aproape în aproape). Cu cît numărul secţiunilor de referinţă, respectiv al frezelor profil, este mai mare (respectiv distanţa dintre planele de secţionare este mai mică), cu atît profilul generat va fi mai corect.

Din figura 13 se vede că practicînd un număr de secţiuni 1—1, 2—2, 3—3 .... n—n la distanţele $l_1, l_2, \ldots l_n - 1$ şi făcînd $n \rightarrow \infty$, respectiv $l_1 = l_2 = \ldots = l_n \rightarrow 0$, se găsesc două secţiuni vecine i-i şi $i+1$ — $i+1$ cu o alură foarte apropiată (diferenţele încadrîndu-se în abaterile admisibile), astfel încît pe porţiunea l_i să se poată recurge la o prelucrare cu o freză profil.

Cum, practic, o prelucrare cu un număr foarte mare de freze este neîndoielnic costisitoare, a urmat ca din multitudinea de secţiuni să se elimine o parte însemnată, iar pentru reproducerea cît mai fidelă a profilului cerut să se stabilească între secţiunile de referinţă selectate o lege de variaţie a profilului (deplasarea piesei sub sculă, răsucirea sau o mişcare compusă).

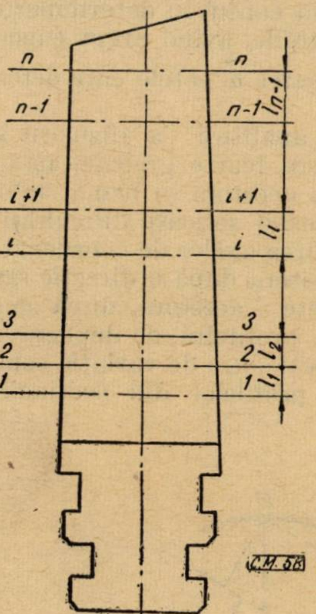


Fig. 13

În măsura în care paleta obţinută nu are abateri de la profil mai mari decît cele admisibile şi nici nu a fost necesar un număr prea mare de scule profilate, metoda este apreciată ca eficientă.

Acestea fiind precizate de la început, se stabileşte :

— numărul de freze profil necesare pentru executarea paletei în condiţiile arătate ;

— zonele (porțiunile) ce trebuie parcurse de fiecare freză ;

— legea de variație a profilului pe lungimea de lucru a unei freze, respectiv stabilirea de principiu a procedeului de execuție (translație, rotație sau compusă).

Stabilirea legii de variație se face fie analitic, prin analiza comparativă a elementelor geometrice caracteristice ale profilelor din secțiunile de referință (*AA*, *BB*, *CC*), fie grafoanalitic.

Pentru metoda grafoanalitică, desenele de profil se execută în calc, la scara 10 : 1, cît mai corect cu putință. Se suprapun aceste macroprofile, deplasîndu-se unul față de celălalt după o direcție oarecare, păstrîndu-se în permanență axele de coordonate paralele (fig. 14) sau rotindu-se unul față de celălalt (fig. 15) sau, în sfîrșit, rotindu-se cu un unghi oarecare în timp ce se deplasează după o direcție oarecare (cazul cel mai complex).

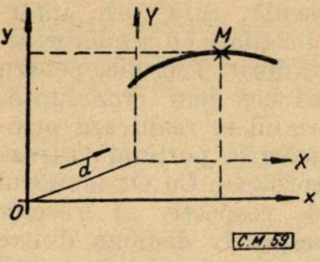


Fig. 14

Stabilind unghiul de răsucire φ corespunzător unei lungimi de pe paletă și deplasarea $\vec{d}$ a unui profil față de celălalt, urmează să se facă o verificare analitică ; aceasta constă în determinarea cotelor unuia dintre profile, avînd drept cunoscute : unghiul φ, deplasarea $\vec{d}$, cotele care determină celălalt profil.

O determinare pur analitică a răsucirii și deplasării profilului este foarte greoaie, însăși verificarea analitică a acestora în urma stabilirii lor grafice prezentînd serioase dificultăți ; aceasta se face prin rotirea axelor de coordonate sau prin translația acestora după o direcție sau prin însumarea de efecte a acestora, după cum este vorba de răsucirea profilului, de deplasarea sa după o anumită direcție, sau de variația complex-legică a poziției profilelor din secțiunile de referință vecine.

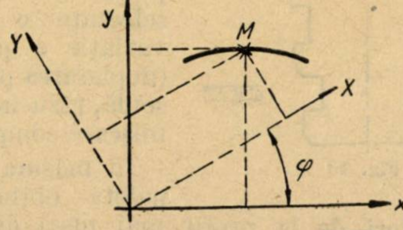


Fig. 15

Trebuie reținut faptul că verificarea analitică a legii de variație a profilului se face pentru cîteva puncte particulare ale acestuia (puncte de tangență, puncte de inversiune, centrale de curbură etc.), o ecuație analitică neputîndu-se stabili dat fiind faptul că mai multe raze determină profilul (segmente de cerc tangente între ele).

Legea de variație a profilului de la secțiune la secțiune o dată cunoscută, nu rămîne decît a se alege unul dintre procedeele analizate anterior pentru realizarea mișcării relative piesă-sculă corespunzătoare.

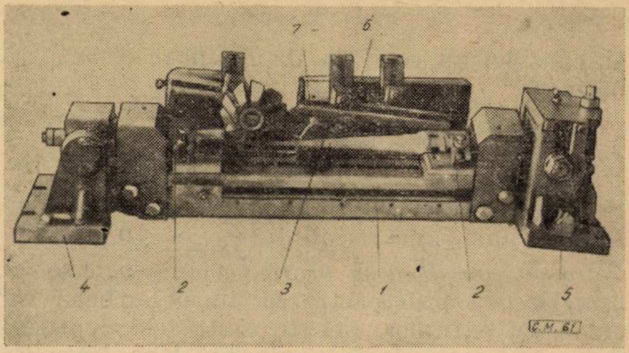


Fig. 16

Dispozitivul folosit la prelucrarea părții active a paletelor prin metoda generării (fig. 16) trebuie să asigure piesei de prelucrat posibilitatea de realizare sub sculă a oricărui fel de mișcare : rotire, o deplasare cu axa ei de simetrie înclinată în spațiu sau ambele concomitent. Dispozitivul este compus dintr-un leagăn *1*, pe care sînt fixate elementele de reazem și strîngere *2*. Fixarea acestora pe leagăn se face cu ajutorul unor șuruburi pentru canale în T, pentru a se putea asigura prinderea paletelor de diferite lungimi. Leagănul este sprijinit la capete pe două lagăre *4* și *5*, acestea dîndu-i posibilitatea să realizeze răsucirea impusă de deplasarea pîrghiei cu cap sferic *7* în canalele practicate în sistemul de came *6*. Pentru a se asigura înclinarea în plan vertical a piesei de prelucrat *3*, leagănul *5* este prevăzut cu posibilitatea de reglare pe verticală (fig. 17), ambele lagăre fiind oscilante

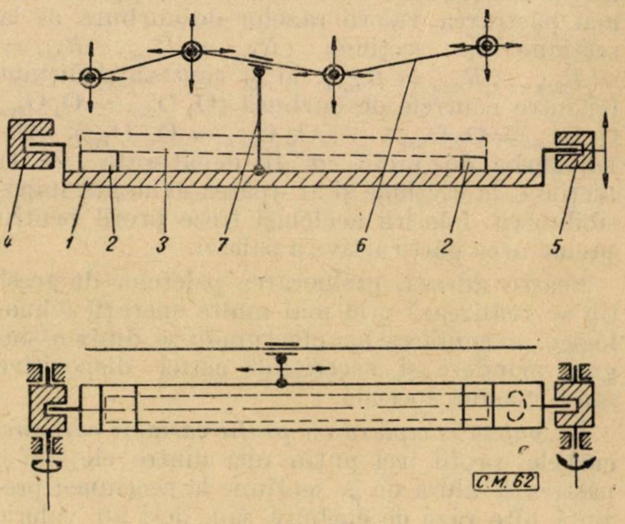


Fig. 17

în plan vertical, în timp ce pentru înclinarea paletei în planul mesei s-a adoptat construcţia independentă a suporţilor de lagăr.

Camele sînt fragmente de canale de lungimi corespunzătoare distanţelor dintre secţiunile de referinţă, reglabile la diverse unghiuri faţă de un plan orizontal, precis determinate — după cum s-a arătat anterior.

Dispozitivul este capabil să realizeze mişcarea relativă piesă-sculă necesară prelucrării cu o freză profil a paletei de cel mai complex tip cu profil variabil legic.

Rigiditatea dispozitivului trebuie să asigure obţinerea unei calităţi corespunzătoare suprafeţei şi realizarea pieselor întregului lot în cîmpul de toleranţe admisibil.

Concluzii

Cu tot interesul pe care îl prezintă încă problemele ridicate de prelucrarea prin aşchiere a paletelor de turbină cu profil aerodinamic, tot mai des se recurge însă la prelucrări electrice, electrochimice etc.

Costul ridicat al oţelurilor refractare impune cercetarea posibilităţilor realizării unor semifabricate foarte apropiate dimensional şi ca formă de piesa finită, recurgîndu-se la calibrarea şi rularea la rece a paletelor de turbină.

Oricum, viitorul oferă încă prelucrării prin aşchiere un cîmp de investigat : finisarea cu abrazive. Metodele de generare şi copiere cu mecanica deplasărilor relative piesă-sculă se vor transmite prelucrării cu scule abrazive.

CZ 621.592 (09)

Tendinţe moderne în construcţia detentoarelor cu piston

Vsevolod RADCENCO

Dezvoltarea intensă a tehnicii temperaturilor joase şi aplicarea ei pe scară tot mai largă în metalurgie, chimie, construcţia de maşini, radioelectronică, tehnica rachetelor, medicină etc., a făcut ca în ultimii ani să crească în mod considerabil interesul pentru instalaţiile şi procesele care permit obţinerea acestor temperaturi. Metalurgia şi chimia reprezintă un domeniu clasic de aplicare a temperaturilor joase, numărîndu-se printre cei mai mari consumatori de oxigen şi azot, gaze obţinute în instalaţiile de frig înaintat.

De o atenţie deosebită se bucură domeniul de temperaturi al hidrogenului şi heliului lichid, deoarece la aceste temperaturi sînt create condiţiile necesare funcţionării aparaturii utilizate în radioelectronică (amplificatoare şi generatoare cuantice), tehnica de calcul (criotronul), energetica atomică, precum şi în construcţia rachetelor.

Principala aplicaţie practică a frigului înaintat constă în separarea din aer la temperaturi joase, a oxigenului, azotului şi gazelor inerte.

Obţinerea pe cale industrială a temperaturilor joase are la bază destinderea adiabatică a agentului de lucru, care poate fi efectuată prin două metode, şi anume :

— prin laminare, fără cedare de lucru mecanic în exterior ;

— prin destindere în maşinile detentoare, însoţită de efectuarea unui lucru mecanic.

Din punct de vedere termodinamic, cea de-a doua metodă permite obţinerea frigului într-un mod mai eficient, răcirea fiind însoţită de o scădere a entalpiei gazului.

În funcţie de mărimea debitului prelucrat şi a intervalului de presiune în care lucrează, detentoarele pot fi cu piston şi rotative (turbodetentoare).

Detentoarele cu piston echipează în mod curent instalaţiile de fabricare a oxigenului de capacităţi mici şi mijlocii care funcţionează pe baza ciclurilor frigorifice de înaltă şi medie presiune. De asemenea, detentoarele cu piston intră în componenţa instalaţiilor de lichefiere a heliului, hidrogenului şi gazelor naturale.

Spre deosebire de detentoarele cu piston, turbodetentoarele echipează instalaţiile de fabricare a oxigenului de mare capacitate, care funcţionează pe baza ciclului de joasă presiune. În ultima perioadă de timp, domeniul de utilizare a turbodetentoarelor s-a extins şi asupra instalaţiilor mari de lichefiere a hidrogenului şi heliului.

Deşi, din punct de vedere al mecanismului de mişcare şi distribuţiei prezintă numeroase puncte de asemănare cu motoarele cu ardere internă şi compresoarele cu piston, funcţionarea în condiţiile unor temperaturi joase imprimă detentoarelor cu piston o serie de trăsături specifice, care se manifestă mai ales în rezolvarea problemelor de etanşare şi ungere a pistonului. Astfel, în cazul detentoarelor cu piston pentru heliu, aceste probleme au fost soluţionate prin introducerea ungerii gazodinamice, folosind în acest scop chiar agentul de lucru.

Examinarea detentoarelor cu piston de tip industrial duce la concluzia că aceste maşini sînt destul de complicate din punct de vedere constructiv, fiind prevăzute cu cap de cruce şi sisteme de distribuţie cu supape comandate. În cazul detentoarelor cu piston de înaltă presiune, pentru limitarea efortului transmis de piston, diametrul acestuia are valori relativ reduse, de 20...100 mm. Din acest motiv, montarea supapelor deasupra pistonului este dificilă, iar introducerea aerului în cilindru se face prin canale lungi cu diametru mic. Pentru reducerea pierderilor gazodinamice provocate de aceste canale se limitează turaţia de funcţionare la valori cuprinse între 100 şi 400 rot/min.

Faptul că supapele de admisiune şi evacuare sînt montate în partea superioară a detentorului impune o circulaţie în contracurent a gazului în interiorul cilindrului. În această schemă, evacuarea gazului de temperatură joasă se face, ca şi admisiunea gazului cald, pe la partea superioară a cilindrului. Contactul gazului rece cu părţile superioare calde ale cilindrului determină reducerea randamentului adiabatic şi implicit a puterii frigorifice a detentorului cu piston; această reducere este accentuată pe de o parte de turaţia redusă de funcţionare, iar pe de altă parte, de majorarea pierderilor gazodinamice, ca urmare a schimbării sensului de mişcare a gazului în interiorul cilindrului.

Pentru îmbunătăţirea indicilor tehnico-economici ai detentoarelor cu piston au fost făcute încercări de simplificare a sistemului de distribuţie pe baza schemei de deplasare în echicurent a gazului. Aceste încercări au fost impuse şi de faptul că în ultimii ani s-a ridicat problema realizării unor instalaţii transportabile de lichefiere a gazelor, caracterizate prin greutate şi dimensiuni reduse.

Pe această linie se situează şi construcţia detentorului cu piston pentru aer de înaltă presiune, rapid, cu supapă de admisiune şi ferestre de evacuare, propus de Gridin [2]. Partea superioară a acestui detentor este arătată în figura 1. Ferestrele de evacuare *e* sînt executate la partea inferioară a cilindrului *1*, deschiderea şi închiderea lor fiind realizată cu ajutorul pistonului *2*. Sistemul de admisiune al detentorului este compus din supapa *3*, comandată de către mecanismul cu camă *4*. Pentru descărcarea supapei de admisiune la deschidere se utilizează un dispozitiv special compus dintr-un piston de descărcare *5* şi pîrghia de balansare *6*. Spaţiul de sub pistonul de descărcare comunică cu spaţiul de lucru *l* al cilindrului prin canalul *c*.

Menţinerea unui singur sens de mişcare a gazului în interiorul cilindrului a fost însoţită, pe de o parte, de reducerea pierderilor gazodinamice, iar pe de altă parte, de micşorarea pierderilor de frig, ca urmare a separării zonei calde de cea rece a cilindrului. Aceste avantaje au permis constructorului să mărească turaţia de funcţionare a detentorului pînă la valori de 1100 ....1500 rot/min, cum şi o reducere importantă a greutăţii (de 8..10 ori) şi a dimensiunilor de gabarit (de 2..3 ori) ale detentorului.

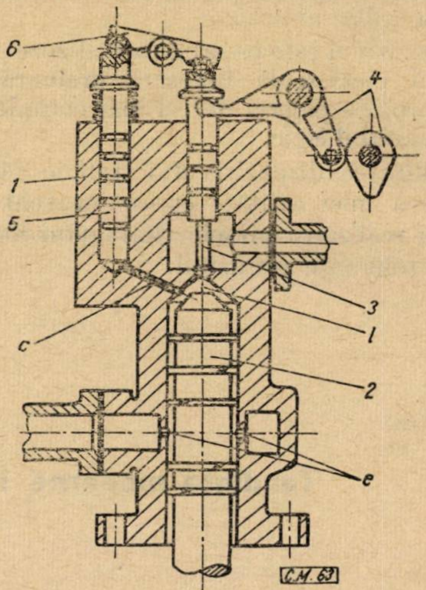


Fig. 1

Tendinţa de a îmbunătăţi construcţia detentoarelor cu piston se manifestă nu numai la nivelul instalaţiilor de fabricare a oxigenului, ci şi în cazul celor de lichefiere a heliului. Pentru funcţionarea satisfăcătoare a etanşării realizate pe seama rezistenţei gazodinamice la scurgerea gazului prin spaţiul dintre piston şi cilindru, este necesar ca mărimea jocului să nu depăşească 10 μ pentru întregul diametru. În aceste condiţii, funcţionarea sigură a detentorului este greu de realizat, deoarece pătrunderea unei particule solide între piston şi cilindru poate duce la griparea pistonului. Din acest motiv, în prima construcţie de detentor cu piston pentru heliu propusă de Kapiţa au fost utilizate jocuri mult mai mari, de 40..50 μ, care limitau randamentul adiabatic al detentorului la valori de ~60%.

Pentru atenuarea neajunsurilor semnalate, Kapiţa şi Danilov [4] au propus un nou tip de detentor cu piston pentru heliu, arătat în figura 2. Pentru a reduce sensibilitatea ansamblului cilindru-piston faţă de impurităţi, cilindrul *1* este executat din bronz acoperit cu un strat de crom avînd grosimea de 5...10μ, iar pistonul *2* constă dintr-un miez de oţel acoperit cu inele de textolit. Folosind o tehnologie specială de prelucrare a textolitului, s-a realizat un joc de 10 μ între cilindru şi piston. Datorită îmbunătăţirilor aduse, randamentul adiabatic al detentorului cu piston descris a depăşit valoarea de 80%.

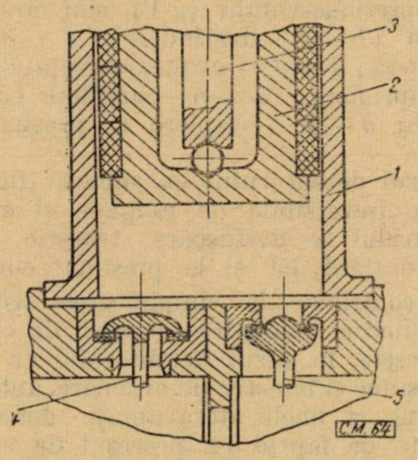


Fig. 2

O importantă contribuţie în perfecţionarea instalaţiilor de lichefiere a heliului echipate cu detentoare cu piston a fost adusă de către Collins [1].

În figura 3 este arătată secţiunea longitudinală prin detentorul cu piston propus de Collins. Se remarcă faptul că, în perioada cursei de destindere, tija pistonului *3* lucrează la întindere, ceea ce permite micşorarea diametrului ei şi, în consecinţă, mărirea elasticităţii. În acest mod este asigurată autocentrarea pistonului *1* în cilindrul *2* şi menţinerea unui joc radial uniform de 7...10 μ pentru fiecare 25 mm diametru.

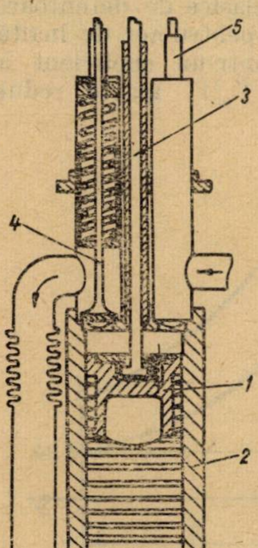


Fig. 3

Pe aceste principii constructive, Collins a realizat o instalaţie de lichefiere a heliului prevăzută cu trei detentoare cu piston dispuse în cascadă. Detentoarele lucrează în acelaşi interval de presiune (15...1,1 at), dar în intervale diferite de temperatură, şi anume : în primul detentor se destinde 8% din debitul de heliu de la 80°K pînă la 45°K, în al doilea detentor 15% din debitul total de la 45°K pînă la 25°K, iar în ultimul detentor, 52% din debitul total de la 18°K pînă la 10°K, capacitatea instalaţiei fiind de 25...32 l/h heliu lichid.

Pentru reducerea la minimum a fluxului de căldură convectiv din exterior, detentoarele au fost plasate într-un vas Dewar la asemenea nivele, încît temperaturile de lucru ale fiecărui detentor să fie cît mai apropiate de temperatura heliului din exterior.

Perfecţionarea construcţiilor de detentoare cu piston pentru heliu se realizează nu numai pe linia îmbunătăţirii condiţiilor de etanşare a cilindrului, dar şi prin simplificarea sistemului de distribuţie, însoţită de o mărire corespunzătoare a turaţiei.

Situîndu-se pe această linie, Doll şi Eder [5] au construit un detentor cu piston în echicurent, rapid, cu ferestre de admisiune şi evacuare pentru heliu, a cărui schemă de principiu este arătată în figura 4.

Cilindrul detentorului este prevăzut cu ferestrele de admisiune *a* şi evacuare *e*. Pistonul prezintă un canal central *c* şi două canale radiale *r*, pe suprafaţa sa laterală fiind executate canale circulare. Jocul minim dintre piston şi cilindru este de 1,3 μ. În detentor heliul se destinde de la 27 at şi 27,4°K pînă la 1,5 at şi 12,6°K. La turaţia de funcţionare de 1 200 rot/min, pierderile reprezintă 1,45 Nm^3/h, randamentul adiabatic fiind de 81%.

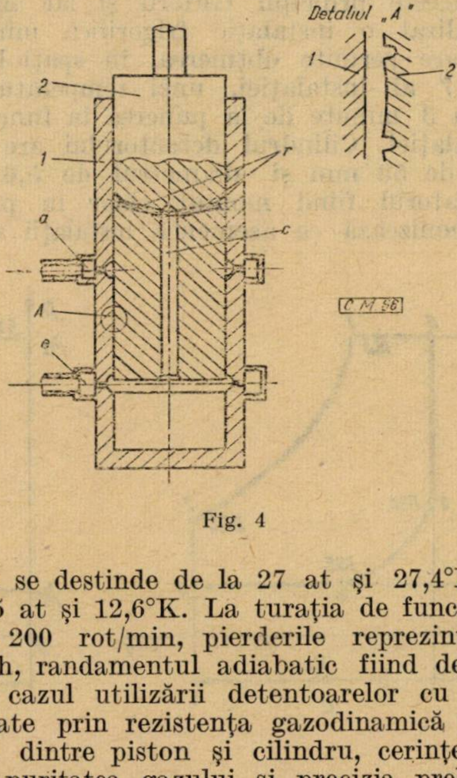


Fig. 4

În cazul utilizării detentoarelor cu piston etanşate prin rezistenţa gazodinamică a spaţiului dintre piston şi cilindru, cerinţele privind puritatea gazului şi precizia prelucrării mecanice a cilindrului şi pistonului sînt deosebit de ridicate. Aceste dezavantaje au fost eliminate prin construcţia unor instalaţii frigorifice echipate cu detentoare cu piston caracterizate prin aceea că atît etanşarea, cît şi sistemul de distribuţie lucrează în condiţiile de temperatură ale mediului ambiant. Schema de principiu a unei asemenea instalaţii, propuse de Gifford şi Mc Mahon [3], este arătată în figura 5.

Detentorul instalaţiei frigorifice este compus dintr-un cilindru *1* cu pereţi subţiri, executat din oţel inoxidabil, în interiorul căruia se poate deplasa pistonul *2* din material plastic, prevăzut cu segmenţii de etanşare *3*. Jocul radial dintre piston şi cilindru, la partea superioară a pistonului, este de 0,125...0,25 mm. Caracteristica principală a instalaţiei constă în existenţa unui regenerator *6* executat din oţel şi umplut cu bucăţi de plasă din sîrmă subţire de cupru sau plumb, care permit realizarea unei suprafeţe mari de schimb de căldură în unitatea de volum. Prin intercalarea regeneratorului între detentor şi supapele de admisiune *4* şi evacuare *5*, acestea lucrează la temperatura mediului ambiant.

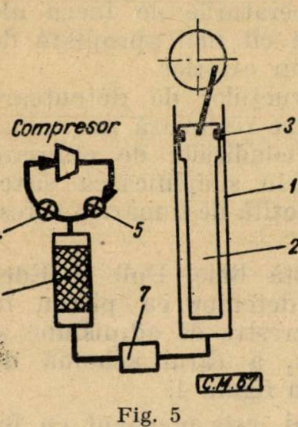


Fig. 5

Pe aceste principii Gifford şi Mc Mahon au realizat o instalaţie frigorifică miniaturală, care permite obţinerea, în spaţiul frigorific *7* al instalaţiei, unei temperaturi de 80°K la 3 minute de la punerea în funcţiune a instalaţiei. Cilindrul detentorului are lungimea de 50 mm şi diametrul de 5,6 mm, regeneratorul fiind montat chiar în piston. Se preconizează ca asemenea instalaţii să fie utilizate pentru răcirea elementelor care compun aparatura radioelectronică.

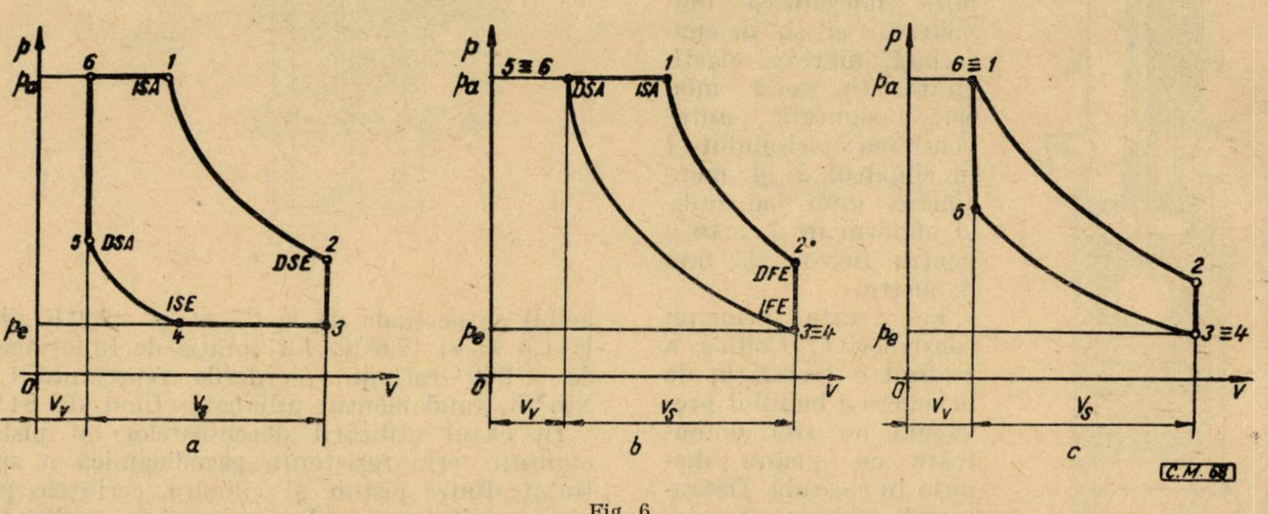


Fig. 6

Din cele arătate se desprinde concluzia că, în etapa actuală, există trei tipuri principale de detentoare cu piston, şi anume:

— în contracurent cu supape de admisiune şi evacuare;

— în echicurent cu supapă de admisiune şi ferestre de evacuare;

— în echicurent cu ferestre de admisiune şi evacuare.

Diagramele teoretice de funcţionare [6] ale acestor detentoare, reprezentate în coordonate presiune-volum (*p-V*), sînt arătate în figura 6 (*1 — 2* — destindere; *2 — 3* — evacuare liberă; *3 — 4* — evacuare forţată; *4 — 5* — recomprimare; *5 — 6* — umplere la volum constant; *6 — 1* — umplere la presiune constantă).

În cazul detentorului cu supape (fig. 6, *a*), procesele ireversibile de umplere şi evacuare a cilindrului se desfăşoară, teoretic, atît la volum constant, cît şi la presiune constantă.

Deşi contribuie la simplificarea sistemului de distribuţie, înlocuirea supapei de evacuare prin ferestre, în cazul detentorului cu supapă de admisiune şi ferestre de evacuare, antrenează după sine şi unele dezavantaje determinate în esenţă de faptul că procesul de evacuare a gazului se reduce numai la etapa de evacuare liberă (fig. 6, *b*). După închiderea ferestrelor de evacuare, în cilindru rămîne o cantitate relativ mare de gaz care poate fi comprimată pînă la o presiune cel mult egală cu presiunea de admisiune. Aceasta înseamnă că volumul vătămător V_v nu poate fi redus sub o anumită valoare impusă de condiţiile de funcţionare a acestui tip de detentor. Spre deosebire de construcţiile clasice de detentoare cu piston în contracurent pentru aer de înaltă presiune, caracterizate printr-un coeficient a volumului vătămător $\nu = V_v/V_s$ foarte redus (4...6%), în cazul detentorului în echicurent cu supapă de admisiune şi ferestre de evacuare, acest coeficient atinge valori mari de 14..16% şi exercită o influenţă negativă asupra economicităţii detentorului. Este adevărat că o parte din pierderi sînt compensate de turaţia de funcţionare ridicată care atenuează influenţa factorilor termici, ca urmare a reducerii duratei proceselor de lucru. Din acest motiv, în condiţii identice, randamentul adiabatic al detentorului în echicurent este cu numai 5...8% mai mic decît al celui în contracurent.

În cazul detentorului cu piston rapid, în echicurent, cu ferestre de admisiune şi evacuare, atît umplerea, cît şi evacuarea cilindrului se desfăşoară, teoretic, numai la volum constant (fig. 6, *c*). Deşi simplifică la maximum sistemul de distribuţie, înlocuirea supapei de admisiune prin ferestre este însoţită de o amplificare a dezavantajelor care caracterizează detentorul cu supapă de admisiune şi ferestre de evacuare, ca urmare a eliminării etapei de umplere la presiune constantă.

Din cele arătate rezultă că, deşi înlocuirea supapelor prin ferestre permite aplicarea schemei de deplasare în echicurent a gazului, simplificarea sistemului de distribuţie şi mărirea turaţiei, însoţită de reducerea greutăţii şi dimensiunilor de gabarit ale detentoarelor în echicurent, avantaje care în anumite condiţiuni pot deveni hotărîtoare, totuşi, acest mod de soluţionare a problemei perfecţionării constructive şi funcţionale a detentoarelor cu piston prezintă şi anumite dezavantaje, printre care se numără :

— mărirea volumului vătămător însoţită de scăderea economicităţii;

— reducerea cantităţii de gaz evacuat la fiecare rotaţie ca urmare a evacuării numai pe cale liberă a gazului din cilindru;

— reducerea cantităţii de gaz admis la fiecare rotaţie a detentorului cu ferestre, ca urmare a eliminării etapei de umplere la presiune constantă a cilindrului.

În concluzie, se poate afirma deci că, pentru aceeaşi cilindree şi turaţie, debitul de gaz şi puterea frigorifică a detentoarelor cu piston în echicurent sînt inferioare celor care caracterizează detentoarele în contracurent, dezavantaj care este însă atenuat de posibilitatea de a funcţiona la turaţii mai mari a detentoarelor în echicurent.

Pe baza studiilor efectuate în ultimii ani a rezultat că îmbunătăţirea indicilor tehnico-economici ai detentoarelor cu piston s-ar putea realiza şi prin punerea la punct a unui sistem de distribuţie cu supape care să permită însă introducerea schemei de deplasare în echicurent a gazului, însoţită de mărirea turaţiei detentorului. Ca şi în cazul detentoarelor cu ferestre, evacuarea gazului este necesar să fie efectuată pe la partea inferioară a cilindrului. Aceasta impune montarea supapei de evacuare în piston, supapa de admisiune fiind plasată în capacul detentorului. Pe acest principiu autorul a proiectat şi realizat, cu spijinul Uzinelor mecanice Muscel şi Timpuri Noi-Bucureşti, un detentor cu piston, rapid, în echicurent, cu supape de admisiune şi evacuare pentru aer de înaltă presiune. Detentorul a fost conceput pentru a putea funcţiona în condiţiile unei presiuni iniţiale de 200 at, presiuni finale de 6 at, la turaţia de 1300 rot/min, debitul de aer prelucrat fiind de 100 Nm^3/h.

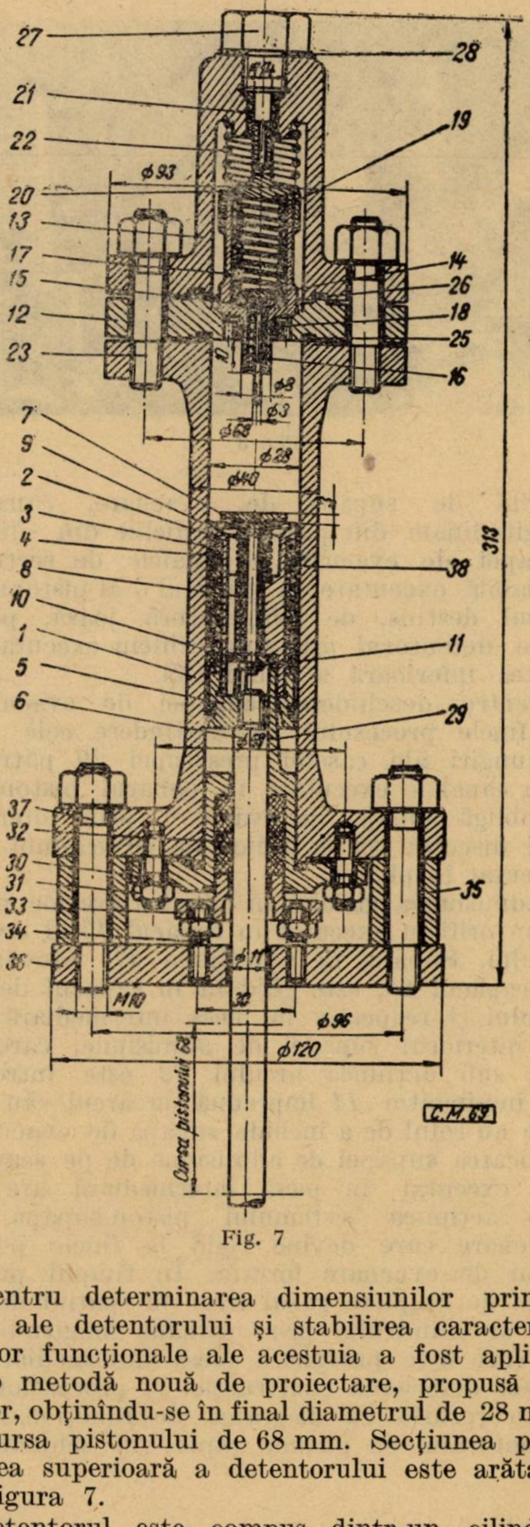


Fig. 7

Pentru determinarea dimensiunilor principale ale detentorului şi stabilirea caracteristicilor funcţionale ale acestuia a fost aplicată o metodă nouă de proiectare, propusă de autor, obţinîndu-se în final diametrul de 28 mm şi cursa pistonului de 68 mm. Secţiunea prin partea superioară a detentorului este arătată în figura 7.

Detentorul este compus dintr-un cilindru *1* prin interiorul căruia se poate deplasa pistonul *2* prevăzut cu segmenţii de etanşare *3* executați din teflon. Supapa de evacuare *7*, montată în piston, se află sub acțiunea arcului *9*, la partea inferioară a supapei fiind montat un disc *10* prevăzut cu orificii periferice. Evacuarea liberă și forțată a gazului din spațiul de lucru al cilindrului are loc prin secțiunea oferită de supapa de evacuare, canalele longitudinale din piston, orificiile din discul supapei de evacuare și canalele de secțiune variabilă executate în paharul *5* al pistonului. Gazul destins, de temperatură joasă, părăsește detentorul printr-un orificiu executat la partea inferioară a cilindrului.

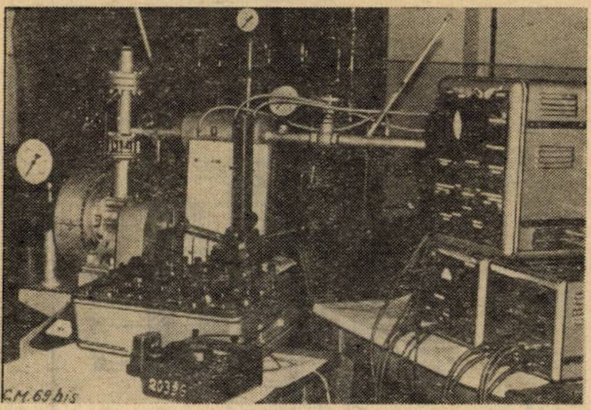


Fig. 8

Pentru deschiderea supapei de evacuare, la finele procesului de destindere cele trei prelungiri ale casetei presetupei *29* pătrund prin canalele executate în paharul pistonului și obligă supapa de evacuare, prin intermediul discului, să se ridice de pe scaunul său executat în piston.

Admisiunea gazului în cilindru are loc printr-un orificiu executat în capacul *13* al detentorului. Supapa de admisiune *17*, prevăzută cu capacul *20*, este ghidată în capacul detentorului și respectiv în piesa intermediară *12*. În interiorul supapei de admisiune, care se află sub acțiunea arcului *22* este introdus un împingător *14* împreună cu arcul său *19*, care au rolul de a închide supapa de evacuare. Ridicarea supapei de admisiune de pe scaunul său executat în piesa intermediară are loc sub acțiunea sistemului piston-supapă de evacuare care devine rigid la finele procesului de evacuare forțată. În timpul procesului de umplere gazul trece în spațiul de lucru al cilindrului prin orificiile longitudinale cu care este prevăzută piesa intermediară.

Din descrierea construcției și proceselor de lucru rezultă că diagrama de funcționare a detentorului cu piston, rapid, în echicurent, cu supape de admisiune și evacuare este asemănătoare ce cea a detentoarelor în contracurent.

Pentru experimentarea detentorului a fost concepută o instalație care este arătată în figura 8. Instalația, realizată în laboratorul de termotehnică și mașini termice al Institutului politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu-Dej'' din București, este prevăzută cu aparatură care permite, printre altele, ridicarea diagramelor indicate, determinarea temperaturii gazului evacuat, precum și măsurarea debitului și turației detentorului.

Încercările experimentale efectuate au scos în evidență influența turației asupra performanțelor detentorului cu piston în condițiile unor presiuni inițiale de 30 ... 50 at. Aceste condiții sînt asemănătoare cu cele care caracterizează perioada inițială de funcționare a fabricilor de oxigen echipate cu detentoare cu piston de medie presiune.

Experimentările au arătat că sistemul de distribuție al detentorului poate funcționa în condiții satisfăcătoare pînă la turații de 1 350... ...1 400 rot/min, temperatura minimă atinsă fiind de —70°C.

În concluzie, se poate afirma că detentoarele cu piston sînt utilizate pe scară largă în criotehnică, ele echipînd numeroase tipuri industriale și de laborator de lichefiere a aerului, heliului și gazelor naturale. Prin aplicarea schemei de deplasare în echicurent a gazului au apărut noi tipuri de detentoare cu piston care funcționează la turații sensibil mai mari decît detentoarele clasice în contracurent. Din acest punct de vedere detentorul cu piston rapid, în echicurent, cu supape de admisiune și evacuare se încadrează în tendința generală de perfecționare constructivă și funcțională a detentoarelor cu piston.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Collins, S. C.* Helium liquefier. In: Science, **116,** nr. 19, 1952.

[2] *Gridin, V. B.* Priamotocinîi porșnevoi detander s obratnîm sjatiem. In : Kislorod, nr. 3, 1959.

[3] *Gifford, W. E., Mc Mahon, H. O.* A new refrigeration process. In : Proc. X Internat. Congr. Refrig., nr. 1, 1959.

[4] *Kapița, P. L., Danilov, I. B.* Detandernaia ustanovka. dlia ojijenia ghelia. In : Jurnal tehniceskoi fiziki, **31**, nr. 4, 1961.

[5] *Doll, R., Eder, F. X.* Neuartige Expansions maschine zur Erzeugung tiefer Temperaturen. In : Kältetechnik, nr. 1, 1964.

[6] *Radcenco, V.* Analiza termodinamică a diagramei teoretice de funcționare a detentorului cu piston. In : Buletinul Institutului politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu-Dej'' din București, **27**, nr. 4, 1965.

CZ 621.835 : 531.767/768

Asupra determinării vitezei și accelerației la un mecanism cu camă cu tachet cu călcîi plat, prin metoda ecuațiilor vectoriale

Iaroslav OPREA și Mircea CRISTODORESCU

Pentru determinarea vitezelor și accelerațiilor la mecanismele cu camă se folosesc frecvent trei metode: metoda analitică, metoda mecanismului înlocuitor și metoda ecuațiilor vectoriale. Metoda analitică are avantajul unei precizii mai mari, dar fiind mai laborioasă se folosește mai rar; mai comode sînt celelalte două, care, bazate pe calculul grafic, sînt rapide, intuitive și suficient de exacte.

Pentru cazul, mai restrîns, al mecanismelor cu camă cu tachet plat, de obicei, în literatură se recomandă folosirea mecanismului înlocuitor, dar se găsește în unele lucrări și o rezolvare prin ecuații vectoriale. Dacă se face însă comparația rezultatelor obținute prin aplicarea la acest mecanism a metodelor menționate, se observă că ele nu sînt aceleași.

Se consideră, pentru exemplificare, mecanismul din figura 1 la care profilul camei este un arc de cerc de rază R. Cama, acționată cu o viteză unghiulară constantă ω, s-a rotit cu un unghi φ, față de poziția inițială. În acest moment, deplasarea tachetului este:

$$s = AD = AC - (BC + BD).$$

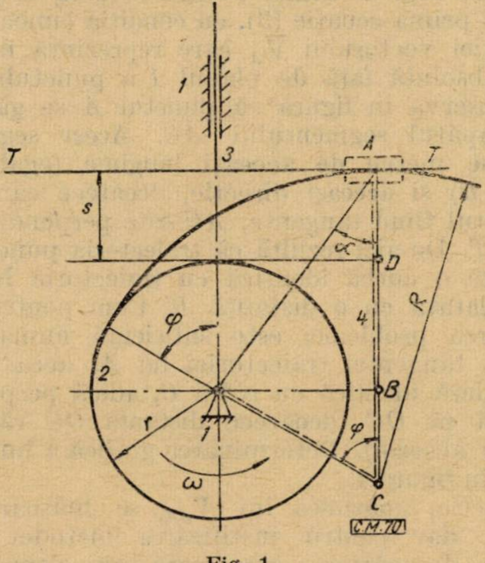


Fig. 1

Știind că:

$$AC = R;$$
$$BD = r;$$
$$BC = OC \cos \varphi$$

și, înlocuind în relația precedentă, se obține:

$$s = (R - r) - OC \cos \varphi. \tag{1}$$

Prin derivare se obțin viteza și accelerația:

$$v = OC \cdot \omega \sin \varphi = \omega \cdot OB;$$
$$a = OC \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi = \omega^2 \cdot BC. \tag{2}$$

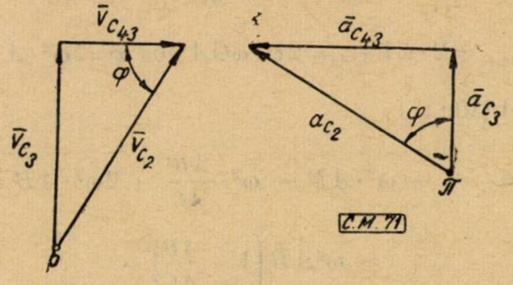


Fig. 2

Considerînd mecanismul înlocuitor, se pot scrie următoarele ecuații vectoriale (pentru punctul C):

$$\overline{V}_{C_2} = \overline{V}_{C_3} + \overline{V}_{C_4C_3};$$
$$\overline{a}_{C_2} = \overline{a}_{C_3} + \overline{a}_{C_4C_3}.$$

Necunoscutele $\overline{V}_{C_3}$ și $\overline{a}_{C_3}$ se determină grafic, ca în figura 2. Din figura 2 rezultă:

$$V_{C_3} = V_{C_2} \sin \varphi.$$

Cum însă:

$$V_{C_2} = \omega \cdot OC,$$

rezultă:

$$V_{C_3} = \omega \cdot OC \sin \varphi = \omega \cdot OB.$$

La fel:

$$a_{C_3} = a_{C_2} \cos \varphi;$$
$$a_{C_2} = \omega^2 OC;$$
$$a_{C_3} = \omega^2 OC \cos \varphi = \omega^2 BC.$$

În fine, se calculează viteza și accelerația și cu metoda ecuațiilor vectoriale din literatură. Ecuațiile — scrise pentru punctul A — vor fi:

$$\overline{V}_{A_3} = \overline{V}_{A_2} + \overline{V}_{A_3A_2};$$
$$\overline{a}_{A_3} = \overline{a}_{A_2} + \overline{a}^{n}_{A_3A_2} + \overline{a}^{t}_{A_3A_2} + \overline{a}^{c}_{A_3A_2}.$$

Rezolvarea lor grafică este prezentată în figura 3. Se determină din nou necunoscutele în funcție de elementele figurii 1.

Din figura 3 rezultă:

$$V_{A_3} = V_{A_2} \sin \alpha.$$

Știind că:

$$V_{A_2} = \omega \cdot OA,$$

se obține :

$$V_{A_3} = \omega \cdot OA\sin\alpha = \omega \cdot OB.$$

Pentru accelerații, din figura 3 rezultă :

$$a_{A_3} = -a_{A_2}\cos\alpha - a^n_{A_3A_2} + a^c_{A_3A_2}.$$

Cunoscînd că :

$$a_{A_2}=\omega^2\cdot OA,\ a_{A_2}\cdot\cos\alpha=\omega^2\cdot OA\cos\alpha=\omega^2\cdot AB,$$

$$a^n_{A_3A_2} = \frac{V^2_{A_3A_2}}{AC} = \frac{(\omega\cdot OA\cos\alpha)^2}{AC} = \frac{\omega^2\cdot AB^2}{AC},$$

$$a^c_{A_3A_2}=2\cdot\omega V_{A_3A_2}=2\omega\cdot\omega OA\cos\alpha=2\omega^2\cdot AB,$$

se obține :

$$a_{A_3} = -\omega^2\cdot AB - \omega^2\cdot\frac{AB^2}{AC} + 2\omega^2\cdot AB =$$

$$= \omega^2 AB\left(1-\frac{AB}{AC}\right) =$$

$$= \omega^2\cdot AB\frac{AC-AB}{AC} = \omega^2 BC\cdot\frac{AB}{AC}.$$

În continuare, se compară rezultatele obținute. Prin metoda mecanismului înlocuitor, rezultatele obținute sînt identice cu rezultatele (2) obținute analitic. Ultima metodă, însă, dă rezultatul corect pentru viteză, dar pentru accelerație dă un rezultat diferit.

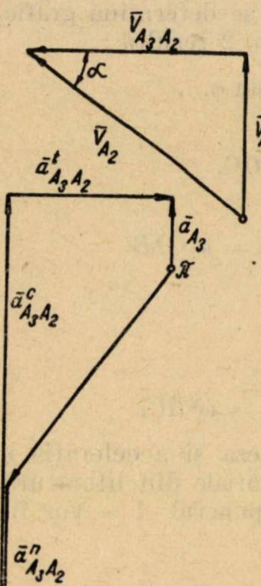


Fig. 3

Evident că nu se poate acuza metoda ecuațiilor vectoriale în sine. În acest caz ea a condus la un rezultat diferit pentru că a fost folosită greșit. În continuare, se prezintă aplicarea ei corectă.

Se consideră aceeași figură 1 și, în cele ce urmează, se notează cu A punctul de contact între camă și tachet, cu A_2 punctul corespunzător aparținînd camei și cu A_3 punctul aparținînd tachetului.

Mișcarea absolută a punctului A (față de planul fix *1*) se poate exprima în două feluri : o dată ca fiind compusă din mișcarea de deplasare a camei și o mișcare relativă a punctului A față de camă și a doua oară ca fiind compusă din mișcarea de deplasare a tachetului (necunoscuta din problemă) și o mișcare relativă a punctului A față de tachet. În felul acesta se obțin două ecuații :

$$\begin{aligned}\bar{V}_A &= \bar{V}_{A_2} + \bar{V}_{AA_2}\\ \text{și}\quad \bar{V}_A &= \bar{V}_{A_3} + \bar{V}_{AA_3}.\end{aligned}\qquad(3)$$

Faptul că mișcarea punctului A trebuie să fie unică, se exprimă prin egalarea lor :

$$\bar{V}_{A_3} + \bar{V}_{AA_3} = \bar{V}_{A_2} + \bar{V}_{AA_2},$$

de unde :

$$\bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_2} + (\bar{V}_{AA_2} - \bar{V}_{AA_3}).\qquad(4)$$

Tachetul fiind tangent la camă, vectorii $\bar{V}_{AA_2}$ și $\bar{V}_{AA_5}$ au aceeași direcție.

Rezolvarea grafică a acestei ecuații este dată în figura 4. Poligonul dă mărimea vectorului $\bar{V}_{A_3}$, dar nu dă vectorii $\bar{V}_{AA_2}$ și $\bar{V}_{AA_3}$, ci numai vectorul $(\bar{V}_{AA_2} - \bar{V}_{AA_3})$. În continuare, la calculul accelerațiilor, este nevoie de vectorul $\bar{V}_{AA_2}$, viteza relativă a punctului de contact față de camă. Pentru aceasta se poate folosi prima ecuație (3), cu condiția cunoașterii direcției vectorului $\bar{V}_A$ care reprezintă mișcarea absolută față de planul *1* a punctului A. Se observă în figură că punctul A se găsește în capătul segmentului AC. Acest segment rămîne mereu de aceeași lungime (egală cu raza R) și aceeași direcție, deoarece cama și tachetul fiind tangente, AC este perpendicular pe TT. De aici rezultă că traiectoria punctului A este o curbă identică cu traiectoria lui C, translatată cu o distanță R. Cum pentru rezolvarea problemei este suficientă numai direcția tangentei traiectoriei lui A, aceasta se consideră identică cu a lui C, adică perpendiculară pe OC (deoarece distanța OC rămîne mereu aceeași). Determinarea grafică a lui $\bar{V}_{AA_2}$ se dă în figura 4.

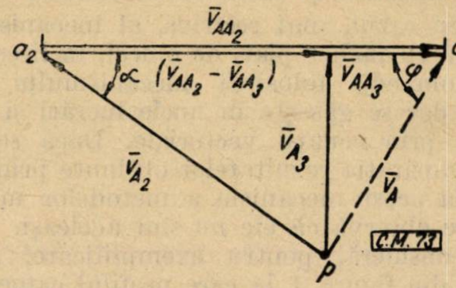


Fig. 4

Practic, mărimea lui V_{AA_2} se măsoară la scară, dar pentru justificarea metodei este nevoie de mărimea exprimată prin elementele figurii 1. Din asemănarea triunghiurilor OAC și paa_2 rezultă :

$$\bar{V}_{AA_2} = \omega\cdot AC = \omega\cdot R.$$

Pentru accelerații există tot două ecuații :

$$\begin{aligned}\bar{a}_A &= \bar{a}_{A_2} + \bar{a}^n_{AA_2} + \bar{a}^t_{AA_2} + \bar{a}^c_{AA_2},\\ \bar{a}_A &= \bar{a}_{A_3} + \bar{a}_{AA_3}.\end{aligned}\qquad(5)$$

Egalîndu-se, se obţine:

$$\overline{a}_{A_3} = \overline{a}_{A_2} + \overline{a}^n_{AA_2} + (\overline{a}^t_{AA_2} - \overline{a}_{AA_3}) + \overline{a}^c_{AA_2}. \quad (6)$$

Vectorii $\overline{a}^t_{AA_2}$ şi $\overline{a}_{AA_3}$ au aceeaşi direcţie, ca şi vectorii $\overline{V}_{AA_2}$ şi $\overline{V}_{AA_3}$. Se calculează vectorii din ecuaţie, fiecare în parte:

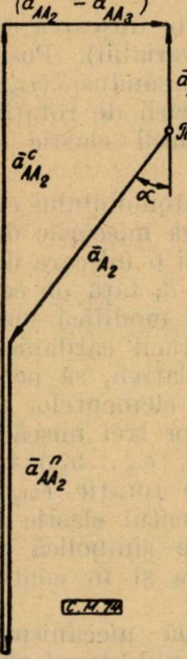


Fig. 5

$$a_{A_2} = \omega^2 \cdot OA;$$

$$a^n_{AA_2} = \frac{V^2_{AA_2}}{AC};$$

$$a^c_{AA_2} = 2\omega \cdot V_{AA_2}.$$

Acum ecuaţia se poate rezolva conform figurii 5.

Pentru a demonstra corectitudinea rezultatului, se exprimă din nou mărimile în funcţie de elementele geometrice.

Pentru viteze rezultă:

$$V_{A_3} = V_{A_2} \sin\alpha;$$

$$V_{A_2} = \omega \cdot OA;$$

$$V_{A_3} = \omega OA \sin\alpha = \omega \cdot OB,$$

iar pentru acceleraţii:

$$a_{A_3} = -a_{A_2} \cos\alpha - a^n_{AA_2} + a^c_{AA_2}.$$

Se calculează fiecare termen în parte:

$$a_{A_2} \cos\alpha = \omega^2 \cdot OA \cdot \cos\alpha = \omega^2 \cdot AB;$$

$$a^n_{AA_2} = \frac{V^2_{AA_2}}{AC} = \frac{\omega^2 \cdot AC^2}{AC} = \omega^2 \cdot AC;$$

$$a^c_{AA_2} = 2\omega \cdot V_{AA_2} = 2\omega \cdot \omega \cdot AC = 2\omega^2 \cdot AC.$$

Se introduc în relaţie şi se obţine:

$$a_{A_3} = -\omega^2 AB - \omega^2 AC + 2\omega^2 AC = \\ = \omega^2(AC - AB) = \omega^2 BC.$$

Rezultatele coincid cu cele obţinute pe cale analitică şi cu mecanismul înlocuitor, deci metoda este corectă.

În concluzie, în metoda prezentată se pun în evidenţă doi vectori: $\overline{V}_{AA_2}$ — viteza relativă a punctului de contact faţă de camă şi $\overline{V}_{AA_3}$ — viteza relativă a punctului de contact faţă de tachet. Aceste viteze sînt diferite şi diferenţa lor — vectorul $(\overline{V}_{AA_2} - \overline{V}_{AA_3})$ — este viteza de alunecare între camă şi tachet. Metoda cunoscută determină numai vectorul diferenţă şi operează cu acesta la calculul componentei normale a acceleraţiei relative şi al acceleraţiei Coriolis. Dar cum aceste acceleraţii apar datorită mişcării punctului de contact numai pe profilul camei, rezultatul corect se poate obţine numai introducînd vectorul $\overline{V}_{AA_2}$; folosirea vectorului diferenţă (viteza de alunecare) conduce la un rezultat greşit.

Această situaţie se datoreşte particularităţii mecanismului cu tachet plat, la care punctul de contact se deplasează şi pe camă şi pe tachet şi nu poate să apară la tachetul cu vîrf ascuţit sau la tachetul cu rolă care, pentru studiu, se reduce tot la tachet cu vîrf ascuţit.

Metoda se poate aplica în acelaşi fel şi la tachetul plan oscilant, profilul camei constînd tot din arce de cerc.

CZ 621.825.6.001.5

Sistematizarea cuplajelor bicardanice homocinetice

Florin DUDIŢĂ

Mecanisme cardanice sînt denumite mecanismele obţinute prin legarea în serie a articulaţiilor cardanice; în funcţie de numărul articulaţiilor cardanice se deosebesc mecanisme bi-, tri-, tetra-,... policardanice [1], [2].

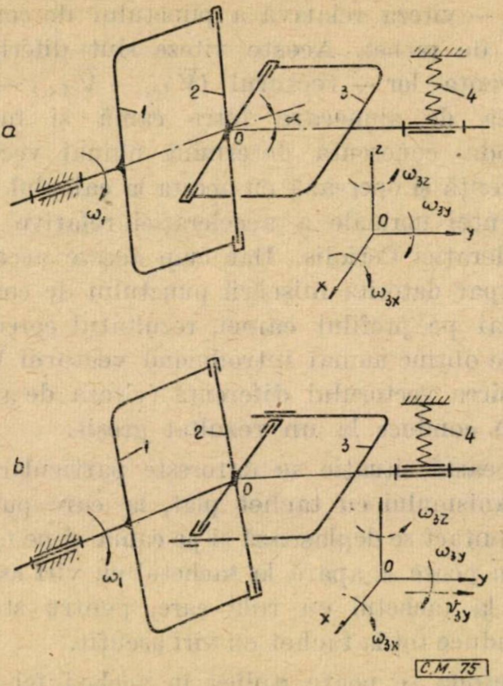


Fig. 1

Mecanismele cardanice obţinute prin legarea în serie a două articulaţii cardanice se numesc cuplaje bicardanice (sau articulaţii cardanice duble). Dacă transmiterea mişcării de rotaţie prin aceste cuplaje este homocinetică (sincronă), cuplajele sînt homocinetice (sincrone).

Cuplajele bicardanice homocinetice sînt cuplaje cinematice care permit compensări unghiulare şi au o mare răspîndire în construcţia de maşini: automobile, locomotive Diesel, maşini de transport maritim şi aerian, utilaj petrolier, maşini agricole, maşini-unelte de prelucrat prin aşchiere, laminoare, maşini de ridicat şi transportat, maşini textile, maşini poligrafice, maşini de război (tancuri, submarine), maşini terasiere, instalaţii de foraj, compresoare, pompe, standuri de încercare, transmisii de comandă în cele mai diverse domenii [1] etc.

Se ştie că articulaţia cardanică transmite mişcarea de rotaţie nehomocinetic, ceea ce constituie de foarte multe ori un dezavantaj.

Un avantaj important al articulaţiei cardanice este acela că unghiul format de arborii concurenţi între care se transmite mişcarea de rotaţie poate fi variabil (α = variabil). Posibilitatea mobilităţii elementului condus *3* (ω_{3x}, ω_{3z}) în timpul transmiterii mişcării de rotaţie (ω_{3y}) este arătată prin elementul elastic *4* (fig. 1,*a*).

În unele cazuri (transmisia automobilului cu suspensie independentă), pe lîngă mişcările de rotaţie amintite, este necesară şi o mişcare de translaţie a elementului condus *3*, faţă de cel conducător *1*. În acest scop se modifică una dintre cuplele de rotaţie ale crucii cardanice *2*, astfel ca, pe lîngă rotaţia relativă, să permită şi o translaţie relativă a elementelor *2* şi *3* (fig. 1,*b*). Posibilitatea celor trei mişcări ale elementului condus *3* (ω_{3x}, ω_{3z}, ϑ_{3y}) în timpul transmiterii mişcării de rotaţie (ω_{3y}) este arătată simbolic prin elementul elastic *4* (fig. 1,*b*). Această reprezentare simbolică a elementului elastic se va păstra şi în continuare.

Prin legarea în serie a două mecanisme monocardanice se obţine mecanismul bicardanic desmodrom din figura 2, *a*. La mecanismul astfel obţinut se observă că axa geometrică de rotaţie a elementului intermediar *3* are, conform particularităţii mecanismelor patrulatere sferice din care este format, două puncte fixe O_1 şi O_2; dispare deci necesitatea reazemului intermediar care devine pasiv (fig. 2,*b*). Existenţa unui astfel de lanţ cinematic — şase elemente legate prin şase cuple de rotaţie ale căror axe sînt concurente succesiv trei cîte trei (fig. 2,*b*) — a fost stabiltă de T. Rittershaus în 1876 [2].

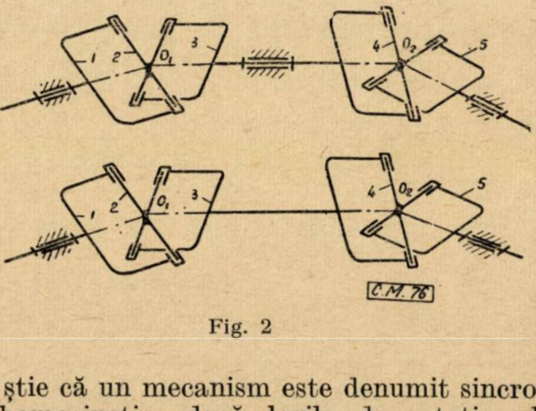


Fig. 2

Se ştie că un mecanism este denumit sincron sau homocinetic, dacă legile de rotaţie ale elementelor conducător şi condus coincid.

Se cunosc condiţiile generale ale realizării mecanismelor policardanice sincrone [1], [2]. În figurile 3,*a* şi 3,*b* sînt arătate cele două scheme posibile de mecanisme bicardanice homocinetice în cazul general în care arborii nu se găsesc în același plan, iar în figurile 3, *a'* și 3, *b'* particularizările acestora în care arborii sînt coplanari.

La baza cuplajelor bicardanice homocinetice (sincrone) stă mecanismul bicardanic din figura 3, *b'*, deci condițiile realizării cuplajelor bicardanice homocinetice sînt următoarele :

— axele de rotație ale cuplelor elementului intermediar *3* să fie coplanare (furci intermediare nedefazate);

— axele de rotație ale elementelor *1*, *3*, *5* să fie coplanare;

— unghiurile între axele furcilor articulațiilor să fie egale.

În general, prima condiție se realizează ușor la montarea furcilor elementului intermediar.

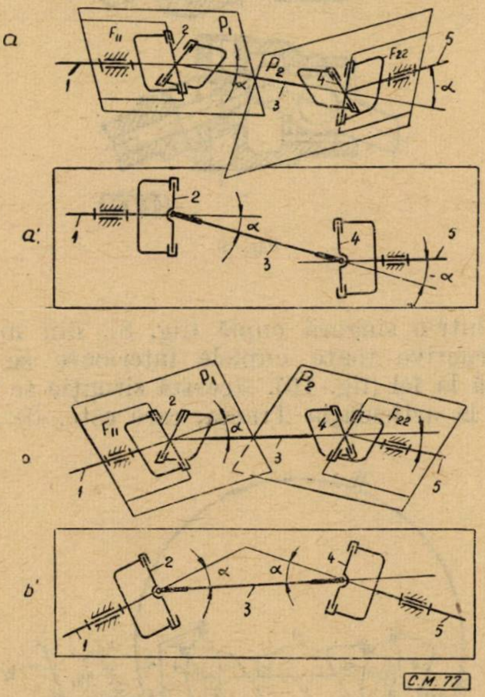


Fig. 3

Celelalte două condiții se realizează parțial sau integral prin măsuri speciale.

În cazul cînd, în timpul transmiterii rotației, elementul condus *5* al mecanismului bicardanic (fig. 4), pe lîngă mișcarea impusă (ω_{5y}) trebuie să aibă posibilitatea unor mișcări suplimentare independente (ω_{5x}, ω_{5z}), aceste condiții, în general, sînt greu de realizat, deoarece nu pot fi asigurate ultimele două condiții. De aceea, cuplajele bicardanice (articulațiile cardanice duble), fără dispozitiv de autocentrare, larg utilizate în industria construcțiilor de mașini, avînd la bază mecanismul bicardanic din figura 4,*a*, sînt, în general, nehomocinetice, (asincrone).

Pentru satisfacerea condițiilor de homocinetism se poate lega elementul conducător *1* și cel condus *5* prin o cuplă O care are patru grade de mobilitate (trei rotații și o translație) ca în figura 4,*b*. În acest mod nu se asigură însă totdeauna egalitatea unghiurilor din articulații, deoarece triunghiul O_1OO_2 nu rămîne isoscel atunci cînd elementul condus *5* este mobil. Rezultă deci că cuplajul bicardanic (articulația cardanică dublă) cu dispozitiv de autocentrare din figura 4,*b*, care are o largă răspîndire în construcția de mașini este cvasihomocinetic, adică $\omega_1(t) \cong \omega_{5y}(t)$.

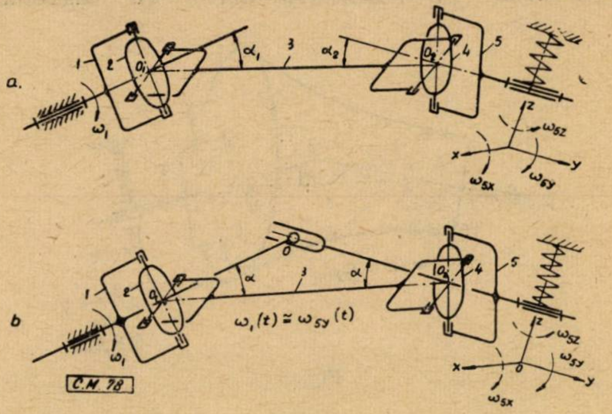


Fig. 4

În figura 5 este reprezentată construcția cuplajului bicardanic brevetat în Franța (transformare constructivă a schemei din figura 4,*b*), care are o capacitate portantă mare datorită utilizării galeților sferici *2'* și *4'*, montați pe bolțurile *2* și *4* prin rulmenți cu ace și în corpul *3* din material metaloceramic poros [3].

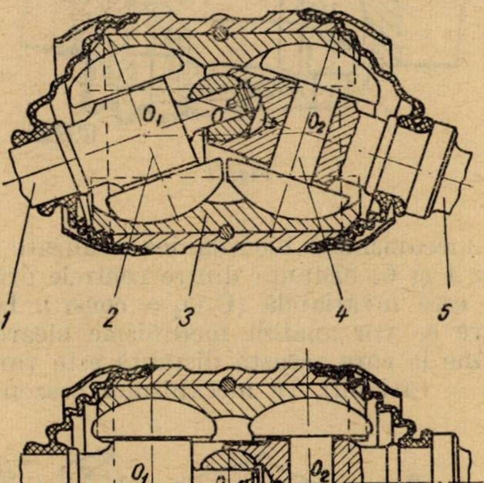


Fig. 5

În scopul realizării egalităţii unghiurilor din articulaţii se poate utiliza legarea elementelor conducător şi condus printr-o cuplă la care cele două suprafeţe în contact sînt suprafeţe de rotaţie, curba generatoare fiind un arc de evolventă. Se realizează astfel un angrenaj asemănător cu cel format de două roţi cilindrice cu dinţi drepţi cu profil în evolventă, avînd acelaşi număr de dinţi şi centrele de rotaţie în O_1 şi O_2 (fig. 6). O astfel de articulaţie bicardanică sincronă (fig. 7) a fost brevetată în Franţa [4].

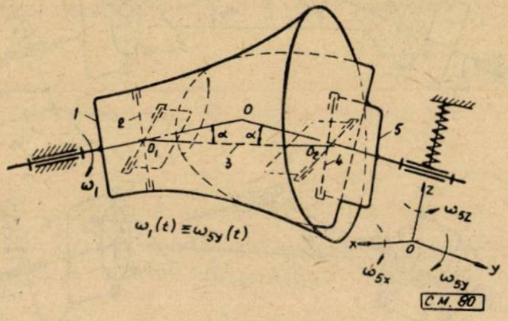

1
2
0
α
α
5
O_1
3
O_2
4
ω_1
$\omega_1(t) \equiv \omega_{5y}(t)$
z
ω_{5z}
x
0
y
ω_{5x}
ω_{5y}
C.M. 80

Fig. 6

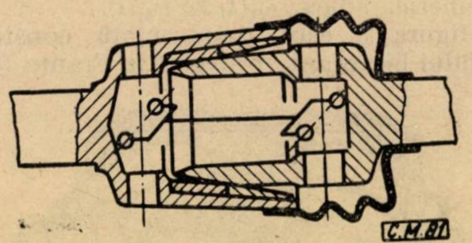


Fig. 7

În mecanismele bicardanice analizate în figurile 4 şi 6, distanţa dintre centrele articulaţiilor este invariabilă (O_1O_2 = const.). În continuare se vor analiza mecanisme bicardanice sincrone la care această distanţă este variabilă (O_1O_2 = variabil). În mecanismul prezentat în figura 8, elementele conducător *1* şi condus *5* sînt legate printr-o cuplă sferică. Triunghiul O_1OO_2 rămîne totdeauna isoscel datorită posibilităţii de variaţie a distanţei O_1O_2, variaţie permisă de articulaţia cardanică culisantă O_1 (fig. 8), analizată mai înainte (fig. 1,*b*). Mecanismul din figura 8 este deci sincron, adică $\omega_1(t) \equiv \omega_{5y}(t)$, independent de celelalte mişcări ale elementului condus 5(ω_{5x}, ω_{5z}). În figura 9 este arătat un patent englez, care are la bază mecanismul din figura 8 [5].

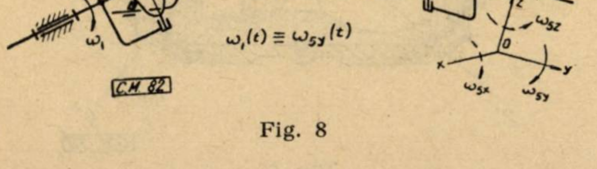

0
1
2
O_1
α
α
3
4
5
ω_1
$\omega_1(t) \equiv \omega_{5y}(t)$
z
ω_{5z}
0
x
y
ω_{5x}
ω_{5y}
C.M. 82

Fig. 8

În figura 10 este arătată o variantă a mecanismului bicardanic sincron din figura 8, în care cupla sferică este mult dilatată în vederea asigurării protecţiei articulaţiilor componente. Trebuie subliniat faptul că uneori, deşi pentru asigurarea desmodromiei translaţia este necesară într-o singură cuplă (fig. 8), din motive constructive toate cuplele interioare se realizează la fel (fig. 10). Această situaţie se întîlneşte la articulaţia Tracta, care este, de fapt, o variantă tehnică a mecanismului cu mobilităţi pasive din figura 10.

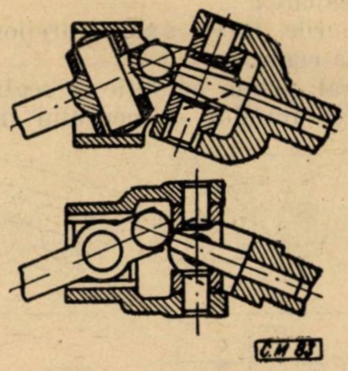


Fig. 9

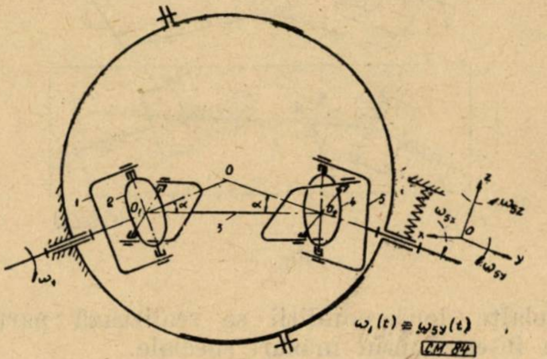

1
2
O_1
α
0
α
3
O_2
4
5
ω_1
z
ω_{5z}
ω_{5x}
x
0
y
ω_{5y}
$\omega_1(t) \equiv \omega_{5y}(t)$
C.M. 84

Fig. 10

Spre deosebire de mecanismul bicardanic din figura 8, în mecanismele arătate în figura 11, triunghiul O_1OO_2 rămîne totdeauna isoscel datorită cuplei prismatice între elementele *3* şi *4*. Se observă că elementul conducător şi cel condus se pot lega prin cupla sferică direct (fig. 11,*a*) sau indirect (fig. 11,*b*). În figura 12 este arătată utilizarea mecanismului din figura 11,*b* la puntea motoare din faţă a automobilului.

În figura 13 sînt arătate două variante constructive ale mecanismului din figura 11,*a*, la care modificările s-au făcut în scopul asigurării protecţiei mecanice exterioare. Astfel, în figura 13,*a* este reperezentat mecanismul în care cupla sferică este mult dilatată, iar în figura 13,*b*, cel în care cupla prismatică este mult dilatată.

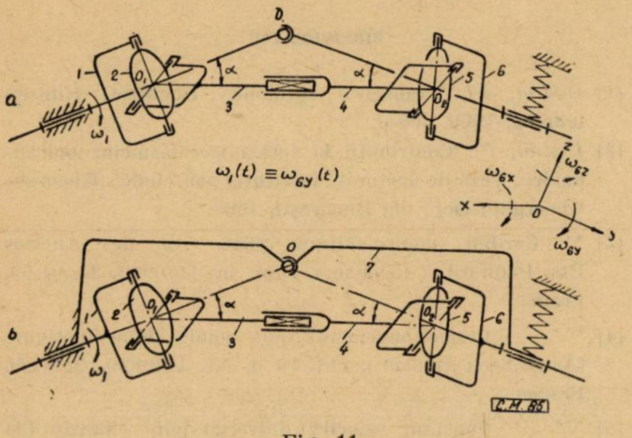

a
b
1
2
3
4
5
6
7
O
O_1
O_2
α
ω_1
$\omega_1(t) \equiv \omega_{6y}(t)$
ω_{6x}
ω_{6y}
ω_{6z}
x
y
z
C.M.85

Fig. 11

Variaţia distanţei dintre centrele O_1 şi O_2, în scopul realizării triunghiului isoscel O_1OO_2, se poate obţine, aşa cum a propus R. Bouchard, nu prin secţionarea elementului intermediar şi introducerea cuplei prismatice (fig. 11 şi 13), ci prin introducerea unui balansier în una dintre cele două articulaţii cardanice componente [6]. Astfel, în mecanismele sincrone din figura 14, variaţia distanţei O_1O_2 este permisă de balansierul *4*. Legarea elementului conducător sau condus prin cupla sferică se poate face direct (fig. 14, *a*) sau indirect (fig. 14, *b*). În figura 15 este arătată utilizarea mecanismului din figura 14,*b* la puntea motoare din faţă a automobilului.

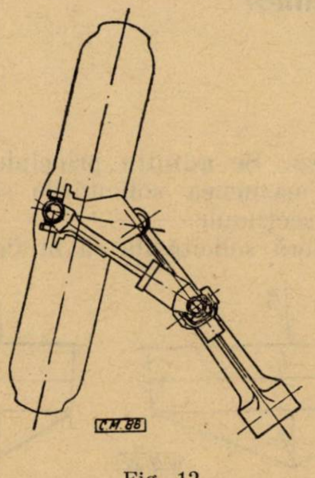


Fig. 12

În concluzie, sistematizarea cuplajelor bicardanice homocinetice (sincrone) este posibilă pe baza analizei mecanismului bicardanic homocinetic clasic coplanar, în varianta *M* (fig. 3,*b'*). Toate cuplajele analizate sînt obţinute din acest mecanism (fig. 3,*b'*) prin introducerea dispozitivului de autocentrare, fără alte modificări structurale (fig. 4, *b*, fig. 6, fig. 7) şi cu diferite modificări structurale:

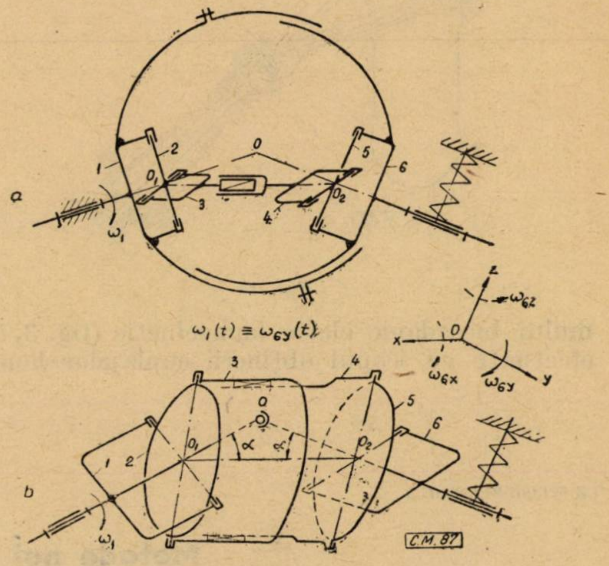

a
b
1
2
3
4
5
6
O
O_1
O_2
α
ω_1
$\omega_1(t) \equiv \omega_{6y}(t)$
ω_{6x}
ω_{6y}
ω_{6z}
x
y
z
C.M.87

Fig. 13

— transformarea uneia din cuplele de rotaţie a unei cruci cardanice (fig. 8) sau a tuturor cuplelor de rotaţie ale crucilor cardanice (fig. 10) în cuple bimobile de rotaţie – translaţie;

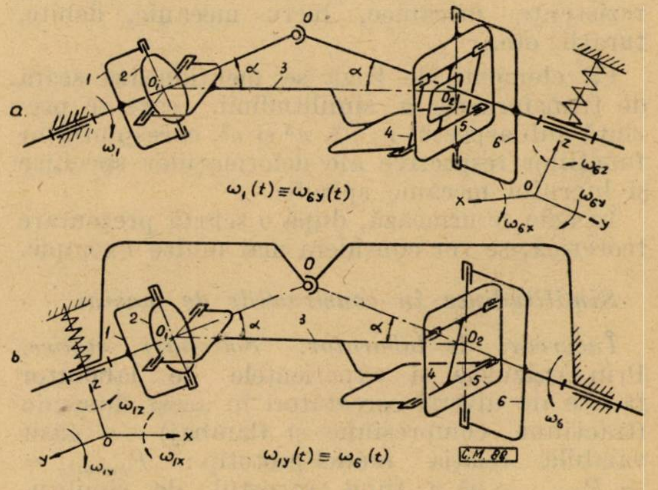

a
b
1
2
3
4
5
6
O
O_1
O_2
α
ω_1
$\omega_1(t) \equiv \omega_{6y}(t)$
ω_{6x}
ω_{6y}
ω_{6z}
ω_{1x}
ω_{1y}
ω_{1z}
ω_6
$\omega_{1y}(t) \equiv \omega_6(t)$
x
y
z
C.M.88

Fig. 14

— secţionarea elementului intermediar şi introducerea unei cuple de translaţie (fig. 11 şi 13);

— introducerea unui balansier (fig. 14).

Analiza motivării logice a diferitelor modificări constructive și structurale ale mecanismului bicardanic clasic homocinetic (fig. 3, *b'*), efectuate cu scopul obținerii cuplajelor homocinetice, vine în ajutorul proiectanților la alegerea soluțiilor optime, din cele existente, sau la căutarea de noi soluții.

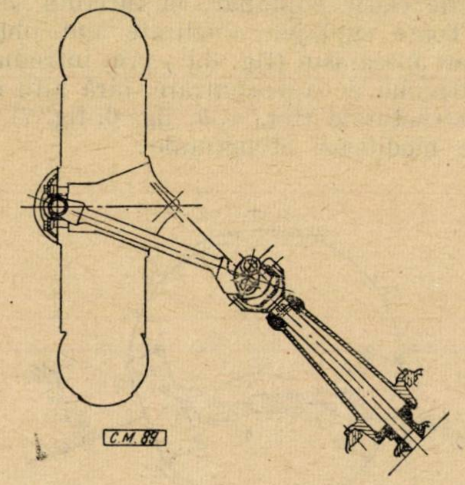


Fig. 15

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dudiță, Fl.* Transmisii cardanice. București Editura tehnică, 1966, 300 p.

[2] *Dudiță, Fl.* Contribuții la teoria mecanismelor policardanice. Teză de doctorat. Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din București, 1966.

[3] *** Cardan homocinétique (Soc. An. des Anciens Éts. Panhard et Levassor), Brev. nr. 1170900, 20. 01.59, France.

[4] *** Perfectionnements aux joints homocinétiques (Arno Sten Donner). cl.F 16 d, Nr. 1440820, 25.04.66 France.

[5] *** Constant velocity universal joint (Sanzio Pio Vincenzio Piatti), cl. F 2 U (Fo6d), nr. 1028271, 04.05.66, England.

[6] *Bouchard, R.* Joints mécaniques de transmission, In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 2, 1964.

CZ 621.001.24 : 53.072.2

Metode noi în calculul mașinilor
Similitudine — analogie

Dr. ing. Gheorghe GRADIN

Principiile considerate vor fi folosite pentru a se construi mașini cu parametri superiori, căutîndu-se ca, prin măsurări pe modele, să se determine parametrii prototipurilor (forțe, rezistențe mecanice, lucru mecanic, debite, turații etc.).

Ca elemente de bază se menționează scara de transformare a similitudinii, care se prezintă sub aspectul n, n^2, n^3 și n^4, corespunzător funcțiilor respective ale deformațiilor specifice și lucrului mecanic specific.

În cele ce urmează, după o scurtă prezentare teoretică, se vor considera mai multe exemple.

Similitudinea în construcțiile de mașini

Încercări de laborator. Solicitări statice. Prin calculele și experiențele de laborator făcute de diverși cercetători în acest domeniu (tracțiune, compresiune și flambaj) s-a găsit valabilă relația model-prototip : $P_{prototip} = P_{model} \times n^2$, n fiind raportul de similitudine. Această relație a fost stabilită în ipotezele de deformație specifică egală $\varepsilon_M = \varepsilon_P$ și de rezistență egală $\sigma_{prototip} = \sigma_{model}$. Această relație este valabilă și în cazul încovoierii, flambajului și torsiunii, așa cum se va demonstra.

Încovoierea. Se admite principiul : la bare geometrice asemenea solicitările sînt proporționale cu secțiunile.

Se consideră solicitările ca în figura 1.

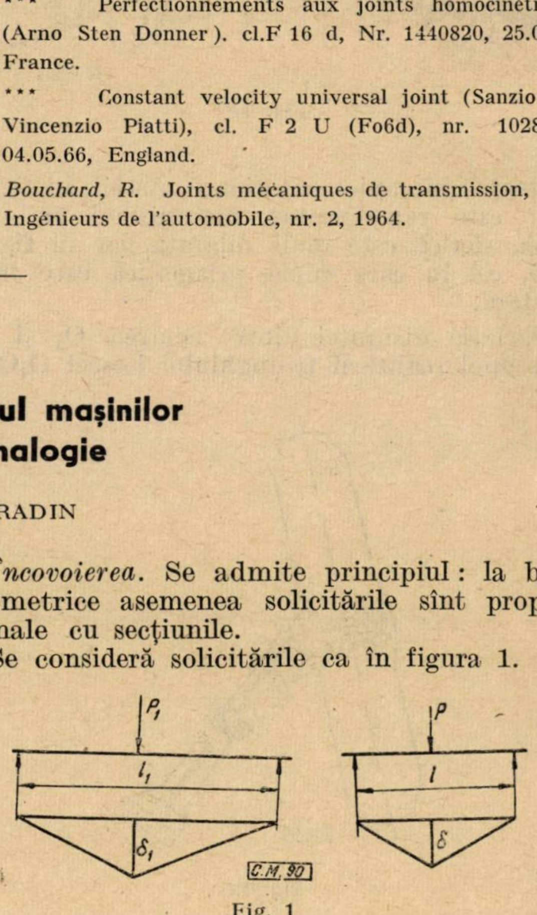


Fig. 1

Sînt valabile relațiile între lungimi, suprafețe, volume, momente de inerție etc. : lungimi : $\frac{a}{a_1} = \frac{b}{b_1} = \frac{l}{l_1} = \frac{1}{n}$; suprafețe : $\frac{a \times b}{a_1 \times b_1} = \frac{F}{F_1} = \frac{1}{n^2}$; volume (greutăți) : $\frac{V}{V_1} = \frac{G}{G_1} = \frac{1}{n^3}$; momente de inerție : $\frac{I}{I_1} = \frac{1}{n^4}$.

Pentru grinzi simplu rezemate și sarcini concentrate P la mijloc, există relațiile :

$$\frac{\delta}{l} = \frac{Pl^2 \cdot \alpha}{48\, I}; \quad \frac{\delta_1}{l_1} = \frac{P_1\, l_1^2\, \alpha}{48 \cdot I_1}$$

şi deci :

$$\frac{\delta/l}{\delta_1/l_1}=\frac{\delta}{\delta_1}\cdot\frac{l_1}{l}=\frac{\dfrac{P\,l^2\cdot\alpha}{48\,I}}{\dfrac{P_1\,l_1^2\,\alpha}{48\,I_1}}=\frac{P}{P_1}\cdot\frac{I_1}{I}\,\frac{l^2}{l_1^2}=\frac{P}{P_1}\cdot n^2.$$

În ipoteza deformaţiilor specifice egale $\frac{\delta}{l}=\frac{\delta_1}{l_1}$, rezultă :

$$P_1=P\cdot n^2.$$

Deoarece $\sigma=\frac{P\cdot l}{4}\cdot\frac{e}{I}$ şi $\sigma_1=\frac{P_1\,l_1}{4}\,\frac{e_1}{I_1}$, $e_1=n\cdot e$, $P_1=Pn^2$, se obţine :

$$\sigma_1=\frac{P_1\,l_1}{4}\cdot\frac{e_1}{I_1}=\frac{Pn^2\cdot ln}{4}\cdot\frac{e\cdot n}{I\times n^4}=\frac{Pl}{4}\cdot\frac{e}{1}=\sigma_1\,;$$

$$\sigma=\sigma_1.$$

Se conchide că şi la încovoiere sînt valabile relaţiile similitudinii.

La încercările cu bare din fontă este necesar a se indica forma secţiunii şi calităţile metalografice (recoacerea, felul răcirii, crusta de turnare etc.). În Germania se recomandă raportul $\frac{1}{a_1^4}=33{,}3$ între lungimea şi latura barei, standardizîndu-se la $l=100$ cm şi $a=3$ cm.

Cele de mai sus sînt valabile şi în cazul barelor de curbură mare (Hütte, p. 717, ediţia 25).

Flambajul. Se procedează analog şi în cazul flambajului elastic, folosind relaţiile Bernoulli de curbură a liniilor elastice.

Prototipul : $\frac{1}{\rho_2^2}=\frac{M_2}{E_2\,I_2}=\frac{P_2\,y_2}{E_2\,I_2}$; modelul : $\frac{1}{\rho_1}=\frac{M_1}{E_1\;I_1}=\frac{P_1\,y_1}{E_1\,I_1}$.

Se obţine deci :

$$\frac{1/\rho_2}{1/\rho_1}=\frac{P_2\,y_2/E_2\,I_2}{P_1\,y_1/E_1\,I_2}=\frac{P_2\,y_2}{P_1\,J_1}\cdot\frac{E_1\,E_1}{E_2\,I_2}.$$

La deformaţii specifice egale $\frac{y_2}{l_2}=\frac{y_1}{l_1}$, rezultă :

$$\frac{y_2}{y_1}=\frac{l_2}{l_1}=n$$

şi deci :

$$\frac{\rho_1}{\rho_2}=\frac{P_2}{P_1}\,\frac{y_2}{y_1}\cdot\frac{E_1}{E_2}\cdot\frac{I_1}{I_2}=\frac{P_2}{P_1}\cdot\frac{I_1}{I_2}\cdot n\,.$$

Deoarece $\frac{I_1}{I_2}=\frac{a_1^4/12}{a_2^4/12}=\frac{1}{n^4}$, rezultă :

$$\frac{\rho_1}{\rho_2}=\frac{P_2}{P_1}\cdot\frac{E_1}{E_2}\cdot n\cdot\frac{1}{n^4}.$$

Cum :

$$\frac{\rho_1}{\rho_2}=\frac{1}{n},$$

se obţine :

$$\frac{1}{n}=\frac{P_2}{P_1}\cdot\frac{E_1}{E_2}\cdot n\cdot\frac{1}{n^4};\ P_2=P_1\cdot n^2\cdot\frac{E_2}{E_1}.$$

Ultima relaţie este cea de bază a similitudinii.

Torsiunea. În cazul torsiunii, se aplică aceleaşi principii folosind relaţiile corespunzătoare :

$$\frac{\gamma}{\gamma_1}=\frac{r}{r_1}\cdot\frac{\Delta\varphi/l}{\Delta\varphi_1/l_1}=\frac{r}{r_1}\cdot\frac{\dfrac{M_t}{G\cdot I_p}}{\dfrac{M_{t1}}{G\cdot I_{p1}}};$$

$$\frac{\gamma}{\gamma_1}=\frac{r}{r_1}\,\frac{M_t}{M_{t1}}\cdot\frac{J_{p1}}{J_p}=\frac{1}{n}\,\frac{M_t}{M_{t1}}\cdot n^4.$$

La deformaţii egale $\gamma=\gamma_1$, se obţine :

$$\frac{M_t}{M_{t1}}\cdot n^3=1\,;\ M_{t_1}=M_t n^3.$$

Folosind relaţiile rezistenţelor, rezultă :

$$\frac{\tau}{\tau_1}=\frac{\dfrac{16\,M_t}{\pi d^3}}{\dfrac{16\;M_{t1}}{\pi\,d_1^3}}=\frac{M_t}{M_{t1}}\left(\frac{d_1}{d}\right)^3=\frac{1}{n^3}\cdot n^3=1\,;\ \tau=\tau_1.$$

Din relaţia $M_{t_1}=M_t\,n^3$ se obţine relaţia dintre forţe. Într-adevăr : $M_{t_1}=P_1\cdot r_1$, $M_t=Pr$; $P_1\cdot r_1=P\cdot r\cdot n^3$; $P_1=P\cdot\frac{1}{n}\cdot n^3=$

$$=P\cdot n^2;\ P_1=P\cdot n^2,$$

relaţie ce exprimă şi în acest caz similitudinea.

Solicitări dinamice. În funcţionarea maşinilor apar frecvent solicitări dinamice. Multe dintre materiale comportîndu-se diferit în sistemele statice şi dinamice, este necesar a se verifica valabilitatea similitudinii.

În acest caz similitudinea este caracterizată prin lucrul mecanic specific egal.

Ca exemplu se consideră încercările de duritate. În acest caz, relaţiile lucrului mecanic specific sînt :

$$\omega_1=\frac{P_1}{\pi d_1^2}\ \text{şi}\ \ \omega_2=\frac{P_2}{\pi d_2^2}.$$

Conform definiţiei — lucrurilor mecanice specifice egale — se poate scrie :

$$\frac{P_1}{\dfrac{\pi\,d_1^2}{4}}=\frac{P_2}{\dfrac{\pi\,d_2^2}{4}};\ \ \frac{P_1}{d_2^2}=\frac{P_2}{d_3^2};\ \ \frac{P_2}{P_1}=\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2=\left(\frac{d_4\,n}{d_1}\right)^2=$$

$$=n^2;\ P_2=P_1\cdot n^2.$$

Relaţia între valorile cifrelor de duritate, rezultă [17]:

$$\mathrm{HB}_1 = \frac{P_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \cdot 0{,}965\,;\ \mathrm{HB}_2 = \frac{P_2}{\frac{\pi d_2^2}{4}} \cdot 0{,}965\,;$$

$$\frac{\mathrm{HB}_1}{\mathrm{HB}_2} = \frac{P_1}{P_2}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = \frac{P_1}{P_2}\left(\frac{d_1\,n}{d_1}\right)^2;$$

$$\frac{\mathrm{HB}_1}{\mathrm{HB}_2} = \frac{P_1}{P_1 n^2} \cdot n^2;\ \mathrm{HB}_1 = \mathrm{HB}_2.$$

Solicitări alternative. S-a stabilit prin încercări de laborator, că în general, în acest domeniu, epruvetele cu dimensiuni mari dezvoltă rezistenţe mai mici decît similarele lor. Adică similitudinea nu este valabilă. Într-adevăr, expresia rezistenţelor la sarcini alternative, se scrie [8]:

$$(\sigma'_{-1}) \cdot d.v = \frac{\sigma'_{-1}}{\beta_{10}\,\gamma_v} = \frac{\sigma'_{-1} \times \gamma_{M \cdot v}}{\beta_M \cdot \gamma_M \cdot \gamma_v},$$

de unde rezultă pentru diferite valori ale coeficienţilor γ şi β:

$$(\sigma'_{-1})\, d \cdot v \lesseqgtr \sigma'_{-1}.$$

Principii generale

Pentru a putea rezolva probleme de tehnică generală este necesar a se prezenta cîteva elemente de bază (teorema produselor sau teorema π, metoda Reyleigh *etc.*).

În mare, prin teorema produselor se transformă ecuaţia dimensională:

$$f(a_1, a_2, \ldots a_k, b_{k+1}, b_{k+2}, b_n) = 0,$$

avînd K mărimi dimensionale primare (simple) şi $(n - K)$ secundare, într-o expresie adimensională de forma:

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \ldots \pi_{n-k}) = 0$$

şi deci:

$$f(a_1, a_2, \ldots a_k, b_{k+1}, b_{k+2}, b_n) = F(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \ldots \pi_{n-k}),$$

unde:

$$\pi_1 = \frac{b_{k+1}}{\prod_{i=1}^{k} a_i^{p_i}},\quad \pi_{n-k} = \frac{b_n}{\prod_{i=1}^{k} a_i^{m_i}}.$$

Analogia

În general, se foloseşte asemănarea unor legi fizice, exprimate într-o formă matematică.

Aparent neînsemnată, în practică, această relaţie între legi este primordială.

Aplicaţii practice

Flambajul centric (bile, tije de pistoane, coloane etc.).

Se dau elementele cunoscute: $P_M = 12{,}50$ kgf, $E_p = 2\,E_M$. Se cere forţa corespunzătoare prototipului. Se aplică relaţia:

$$P_P = P_M\, n^2 \frac{E_P}{E_M};\ P_p = 12{,}50 \times 10^2 \times 2 = 2\,500 \text{ kgf}$$

Dimensionarea epruvetelor de rezistenţă. Se cere a se demonstra prin similitudine alegerea epruvetelor de rezilienţă.

Se consideră domeniul microepruvetelor şi deci al microîncovoierii. Şi în acest caz este valabilă legea lucrului mecanic specific în condiţii de rezistenţă egală.

Se alege o grindă aşezată pe două reazeme, asupra căreia acţionează un lucru mecanic. Piesa va lucra la încovoiere. Expresia lucrului mecanic, în acest caz, este:

$$L = \int \frac{\sigma^2}{2\,E}\,\mathrm{d}v.$$

Se impune integrarea pe întreaga grindă (fig. 2).

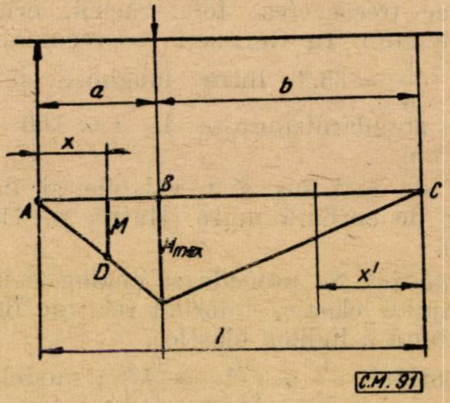


Fig. 2

Momentele încovoietoare variind liniar, rezistenţele au expresiile:

$$\sigma = \frac{My}{I} = \frac{y}{I} \cdot \frac{M_{max}}{a} \cdot x$$

şi analog:

$$\sigma' = \frac{y}{I} \cdot \frac{M_{max}}{b} \cdot x'.$$

Prin relaţia $L = \int \frac{\sigma^2}{2\,E}\,\mathrm{d}v$, se obţine:

$$L = \frac{1}{2\,E}\int \frac{y^2}{I^2} \cdot \mathrm{d}\Omega \cdot \frac{M_{max}^2}{b^2} \cdot x'^2\, \mathrm{d}x' \text{ (zona } BC) +$$

$$+ \frac{1}{2\,E}\int \frac{J^2}{I^2}\, \mathrm{d}\Omega\ \frac{M_{max}^2}{a^2}\ x^2 \cdot \mathrm{d}x \text{ (zona } AB).$$

Prin integrare rezultă :

$$L = \frac{1}{2E} \frac{M_{max}^2}{3I} (a + b) = \frac{M_{max}^2}{6EI} \cdot l;$$

$$M_{max} = \sqrt{\frac{6\,E.I.L.}{l}}\ .$$

Se vede că momentul maxim este independent de locul aplicării loviturii, valoarea lui variind invers cu lungimea barei. Această metodă și proprietate se aplică la tăierea blocurilor de piatră, de fontă, epruvete de reziliență etc.

Dacă se notează pentru două epruvete diferite cu L și L_1 lucrurile mecanice, cu V și V_1 volumele respective, conform definiției (sarcini dinamice), se poate scrie :

$$\frac{L}{V} = \frac{L_1}{V_1};\quad \frac{L}{F \times l} = \frac{L_1}{F \times l_1}$$

și deoarece $L = \frac{M_{max}^2}{6\,EI} \cdot l$, se obține :

$$\frac{M_{max}^2 \cdot l/6\,EI}{F \cdot l} = \frac{M_{1max}^2 \cdot l_1/6\,E \cdot I_1}{F_1 \cdot l_1};$$

$$\frac{M_{max}^2}{F \cdot I} = \frac{M_{1max}^2}{F_1 \cdot I_1} = \frac{M_{max}^2}{a^2 \cdot \frac{a^4}{12}} = \frac{M_{1\,max}^2}{a_1^2 \cdot \frac{a_1^4}{12}};$$

$$\frac{M_{max}^2}{a^6} = \frac{M_{1max}^2}{a_1^6};\quad \frac{M_{max}}{a^3} = \frac{M_{1max}}{a_1^3}.$$

Considerînd expresia W a modulului de rezistență rezultă :

$$W = \frac{I}{a/2} = \frac{a^4/12}{a/2} = \frac{a^3}{6},\quad W_1 = \frac{a_1^3}{6},\quad \sigma = \frac{M_{max}}{W}$$

și deci :

$$\sigma = \frac{M_{max}}{\frac{a^3}{6}};\ \sigma_1 = \frac{M_{1max}}{\frac{a_1^3}{6}};\ \sigma = \frac{6\,M_{max}}{a^3};$$

$$\sigma_1 = \frac{6\,M_{1max}}{a_1^3};\ \frac{\sigma}{6} = \frac{\sigma_1}{6} = \frac{M_{max}}{a^3} = \frac{M_{1max}}{a_1^3}.$$

Iar în baza relației :

$$\frac{M_{max}}{a^3} = \frac{M_{1\,max}}{a_1^3},$$

rezultă că $\sigma = \sigma_1$, adică tocmai relația de similitudine. Relația rezilienților este $K_1 = nK_2$.

Similitudine în tehnica generală. Tratamente termice. Cîmp termic nestaționar. Se propune să se determine ecuația diferențială termică în interiorul unei plăci și să se demonstreze valabilitatea similitudinii.

O placă de grosime 2δ (fig. 3) a avut la început temperatura t_0, iar apoi temperatura suprafeței sale a scăzut brusc pînă la valoarea $t_c < t_0$, menținîndu-se neschimbată mai departe.

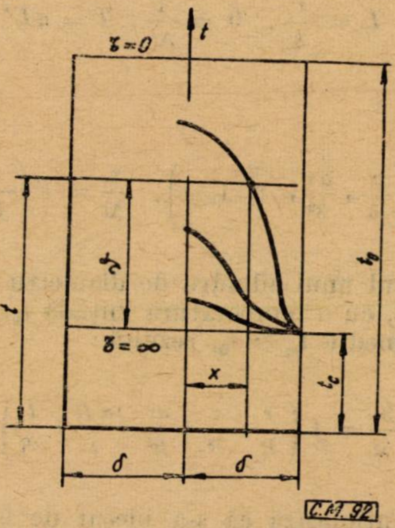


Fig. 3

Cîmpul temperaturilor în interiorul unei plăci se exprimă prin ecuația diferențială $\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$ [11]. Prin condițiile de limită și cu notațiile $\vartheta = t - t_c$ și $\Delta t = t_0 - t$ și ținînd seamă de coeficientul de conductibilitate a temperaturilor a m²/h, se poate fixa expresia mărimilor dimensionale ale funcției :

$$\vartheta = f_1(x, \tau, \delta, \Delta t, a).$$

Ecuația are șase mărimi dimensionale $n = 6$, $K = 3$ (unități de măsură primară) (metrul, ora, gradul). Ca atare, $n - K = 6 - 3 = 3$ și apoi $[\vartheta] = [\Delta t] =$ grad, $[x] = [\delta] =$ m, $[\tau] =$ h, $[a] =$ m²/h.

Prin similitudine trebuie să apară trei termeni experimentali complecși $(n - K = 3)$. Noile unități de măsură, prin similitudine, sînt :

$$\frac{M}{L}, \frac{\text{grad}}{\theta}, \frac{\text{ora}}{h}.$$

În felul acesta, ecuația considerată devine :

$$\vartheta \cdot \theta = f_1\left(x \cdot L,\ \ \tau \cdot T,\ \ \delta L,\ \ \Delta t \cdot \theta,\ a\frac{L^2}{T}\right).$$

Notînd :

$$\delta \times L = \Delta t \cdot \theta = a\frac{L^2}{T} = 1,$$

se obține :

$$L = \frac{1}{\delta},\ \ \theta = \frac{1}{\Delta t},\ T = aL^2$$

și deci :

$$\frac{\vartheta}{\Delta t} = \mathrm{f}_1\left(\frac{x}{\delta}, \frac{a\tau}{\delta^2},\ 1,\ 1,\ 1\right);\ \frac{\vartheta}{\Delta t} = F\left(\frac{x}{\delta},\ \frac{a\tau}{\delta^2}\right).$$

În cazul unui cilindru de diametru 2 R, lungimea $2l$, cu o temperatură inițială t_0, înfundat într-un mediu $t_m > t_0$, rezultă :

$$\frac{\vartheta}{\Delta t} = f\left(\frac{r}{R}, \frac{x}{R}, \frac{a\tau}{R^2}, \frac{\alpha R}{\lambda}, \frac{l}{R}\right).$$

Se menționează că s-a plecat de la ecuația polară a cîmpului de temperatură, simetric cu axa cilindrului :

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = a\left[\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2}\right].$$

Călirea și cementarea pieselor prin inducție electrică. Această problemă presupune determinarea condiției de similitudine electrică, magnetică și termică.

În cazul a două conductoare circulare cilindrice, de diametre diferite, străbătute de curenți alternativi, relația densităților electrice [12] este :

$$\frac{\mathrm{d}^2 J}{\mathrm{d}\, r^2} + \frac{1}{r}\cdot\frac{\mathrm{d}\, J}{\mathrm{d}\, r} - \mathrm{j}\, k^2 = 0,\ \frac{d^2 J'}{d^2 r'^2} + \frac{\perp}{r'}\frac{\mathrm{d}\, J'}{\mathrm{d}\, r'} - \mathrm{j}k'^2 = 0.$$

Condiția de similitudine electrică — identitatea coeficienților ecuațiilor — duce la condiția $\frac{f'}{f} = \frac{1}{n^2}$ (f și f' reprezentînd frecvențele respective) și $p' = n\, p$ (p reprezentînd grosimea stratului termic).

În cazul inducției termice — flux magnetic — ecuația cîmpului magnetic [12] este :

$$\frac{\mathrm{d}^2 H}{\mathrm{d}\, r^2} + \frac{1}{r^2}\cdot\frac{\mathrm{d}\, H}{\mathrm{d}\, r} - \mathrm{j}\, k^2 \cdot H = 0,$$

„dualul" cazului electric precedent.

Este logic că similitudinii electrice îi corespunde similitudinea termică. În aceste caz se folosește ecuația transferului de căldură :

$$C = \delta \cdot c\frac{\mathrm{d}\,\theta}{\mathrm{d}\, t} - k\ \frac{\mathrm{d}^2\,\theta}{\mathrm{d}\, x^2}.$$

Pentru două corpuri diferite, prin similitudine, se obține relația :

$$\frac{C'}{C} = \frac{P'}{P} = \frac{f'}{f} = \frac{1}{n^2},$$

P' și P fiind puterile electrice specifice, W/cm^3.

În cazul călirii superficiale, se determină relația dintre temperatura optimă și transformările structurale în stratul superficial. Această relație, pentru un corp dimensional mare,este :

$$\theta\,(x,\, t) = \frac{p\, P_s}{8{,}374\, k} \times f(\tau,\, x),$$

unde :

$$\tau = \frac{4\,\alpha^2\, t}{p^2},\ \alpha^2 = \frac{k}{\delta\, c},\ f\,(\tau,\, x) = -\ \beta x - \mathrm{e}^{-\beta x} +$$

$$+ \frac{2}{\sqrt{\pi}}\ \tau^{1/2} + \ldots,\ \beta = \frac{2}{p},$$

iar x este grosimea stratului la temperatura t.

Pentru un corp de dimensiuni oarecare este valabilă relația :

$$\theta\ (x,\ t) = \frac{pPs}{8{,}374\, k}\,\varphi\,(\tau,\, x),$$

unde :

$$\varphi\,(\tau,\, x) = \frac{\tau}{\beta . a} + \frac{2\beta\cdot a}{\pi^2\,(1 - \mathrm{e}^{-\beta a})}\, f\,(\beta,\ \tau,\, a).$$

Cu elementele găsite se poate cerceta influența fenomenului electric (frecvența) asupra celui termic (temperaturile), funcție de care se obține structura dorită.

În tabela 1 sînt date valorile rezistențelor la oboseală, funcție de material și metoda folosită.

Metodele electrice expuse se mai pot folosi la forjare și matrițare, tratarea plastică a țevilor (îndoire, detensionarea sudurilor etc.).

Construcții de mașini. Turbine hidraulice. Pentru acest gen de mașini, parametrii prototipului în raport de model sînt grupați în tabela 2 [13].

Tabela 1

Forma epruvetelor	Netede		Crestate						Gaura transversală Φ = 3,6 mm		Manşon fretat		Observaţii
	N	C.I.F.	h = 0,4		1,2		1,2 mm						
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Limita rezistenţelor, kgf/m²	100		100		100		100		100		100		*N* — epruvete normalizare
Depăşirea procentuală, %		173		282		262 269		214 227		169		259	*CIF* — epruvete normalizate tratate prin curenţi de inaltă frecvenţă

Material: 0,38 C; 0,2 Si; 0,54 Mn; 0,013 S; 0,019 Ph; 0,07 Cr; 0,24 Ni%

Tabela 2

Elementul prototipului	Expresia matematică	Observaţii
I *Pompe centrifuge*		
— Înălţimea de refulare, m	$H = H_M \lambda^2 \cdot \left(\frac{n}{n_m}\right)^2$	λ — raport de similitudine
— Debitul, m³/sec	$Q = Qm\,\lambda^3 \cdot \frac{n}{n_m}$	*ns* — turaţii specifice egale la Prototip şi Model
— Puterea, HP	$N = N_m \lambda^3 \left(\frac{n}{n_m}\right)^3$	*m* — indicele Modelului
— Turaţia, t/m	$n = n_m \left(\frac{H}{H_m}\right)^{1/2} \cdot \frac{1}{\lambda}$	
II *Turbine hidraulice*	(Francisc, Kaplan, *Bulb*)	
— Raportul turaţiilor specifice	$\frac{n_s}{n_m} = \frac{n \cdot D}{n_m \cdot D_m}\left(\frac{H\eta}{H_m\,\eta_m}\right)^{3/4}\left(\frac{H_m \cdot \eta_m}{H \cdot \eta}\right)^{5/4}$	— turaţiile specifice diferă cu 5%
— Raportul similitudinei	$\lambda = \frac{D}{D_m} = \frac{n_s \cdot n_m}{n_{sm} \cdot n}\left(\frac{H\eta}{H_m\,\eta_m}\right)^{1/2}$	— randamente diferite
— Diametrul	$D = D_m \left(\frac{Q}{Q_m}\right)^{1/4}\left(\frac{H_m \cdot \eta_m}{H \cdot \eta}\right)^{1/4}$	— *D* — diametrul rotorului turbine — η — randament — *Q* — debitul turbinei
III *Turbine PELTON*		
— Raportul turaţiilor specifice	$\frac{n'_1}{n'_{1m}} = \frac{n_s}{n_{sm}}$	— $n_s \neq n_{sm}$ cu ±5% — $n'_1 = n'_{1m}$
— Raportul similitudinei	$\lambda_r = \frac{n_s \cdot n_{sm}}{n_{sm} \cdot n} \cdot \left(\frac{H \cdot \eta}{H_m \cdot \eta_m}\right)^{1/2}$	$\eta \neq \eta_m$
— Diametrul rotorului	$D_0 = D_{0m} \frac{n_s \cdot n_m}{n_{sm} \cdot n}\left(\frac{H\eta}{H_m \cdot \eta_m}\right)^{1/2}$	
IV *Recalcularea randamentelor turbinelor prototip* 1. *Turbine cu reacţie (Francisc, Kaplan, Bulb)*		
— Randamentul turbinei	$\eta_{max} = \left(0{,}98 - \frac{0{,}1}{P^{1/4}}\right)\left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{0{,}98 - \frac{0{,}1}{P_m^{1/4}}}\right)\left(\frac{1+D}{1+D_m}\right)\frac{Q^2 \cdot H_m \cdot D_m^5}{Q_m^2 \cdot H \cdot D^5}\right]$	*P*, P_m — puterea turbinei Prototip sau a Modelului
2. *Turbine PELTON*		
— Randamentul turbinei	$\eta = \left(0{,}99 - \frac{0{,}15}{P^{1/4}}\right)\left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{0{,}99 - \frac{0{,}15}{P_m^{1/4}}}\right)\left(\frac{Q_m}{\sqrt{H_m}} \cdot \frac{\sqrt{H}}{Q}\right)^{\frac{1}{8}}\right]$	

Lagăre de alunecare. Regim staționar și turbulent. Se vor folosi datele din tabela 3 [14].

Similitudinea lanțurilor cinematice (copierea). Copierea mecanică. Această metodă are o largă aplicație la rectificarea suprafețelor profilate ale calibrelor, șabloanelor, sculelor, pietrelor de polizor la rectificarea roților dințate, matrițe, gravarea cifrelor etc. În general se folosește copierea pantografică directă și de inversare la 180° a figurilor.

Copierea hidraulică. Mărimile de intrare și ieșire, precum și amplificarea forței de contact, se obțin printr-un lichid (ulei mineral etc.). Uzual se folosește sistemul cu și fără piston diferențial [18].

Copierea electrică. Sesizorii se împart în două grupe : cu și fără contacte, folosiți la copierea continuă și discontinuă. Se folosesc relee și motoare electrice pentru șablon și piesă, iar pentru avansul continuu se preferă sistemele electronice [18].

Similitudinea spațială. Cea mai curentă metodă este cea a înghețării. Un model confecționat din bachelită sau trolon este supus unor forțe, în care timp este încălzit la 80°C (pentru trolon). Se răcește apoi încet, menținîndu-se sarcina asupra modelului. La temperatura obișnuită, descărcat de forțe, modelul păstrează deformațiile ce le-a primit sub acțiunea forței. Se taie modelul în lame subțiri, care prin fotoelasticitate indică valoarea rezistențelor determinate de sarcină, prin birefrigerența reziduală a corpului încălzit-răcit.

Aplicații la metoda principiilor generale (metoda Reyleigh, teorema produselor etc.). Se cere să se determine expresia funcției forței de tracțiune a unei elice de vapor, considerată funcție de densitatea ρ a lichidului în care se rotește, v fiind viteza de înaintare, n turația, D = diametrul, g = gravitatea și η = viscozitatea lichidului.

Considerînd metoda Reyleigh, forța de tracțiune este de forma $F = f(\rho, v, n, D, g, \eta)$ sau în forma dimensională generală, $F = f(K, \rho^{x_1}, V^{x_2}, n^{x_3}, D^{x_4}, g^{x_5}, \eta^{x_6})$, k un coeficient de formă al elicei (prelucrarea ei, particularitățile constructive, orientarea în spațiu etc.).

În sistemul M.K.S., ecuația dimensională se scrie :

$$\frac{ML}{T^2} = \left(\frac{M}{L^3}\right)^{x_1} \cdot \left(\frac{L}{T}\right)^{x_2} \cdot \left(\frac{1}{T}\right)^{x_3} \cdot L^{x_4} \cdot \left(\frac{L}{T}\right)^{x_5} \cdot \left(\frac{M}{LT}\right)^{x_6};$$

$$\frac{ML}{T^2} = \frac{M^{(x_1+x_6)}\, L^{(x_2+x_4+x_5)}}{L^{(3x_1+x_6)} \cdot T^{(x_2+x_8+2x_5+x_6)}} =$$

$$= \frac{M^{(x_1+x_6)} \cdot L^{(x_2+x_4+x_5-3x_1-x_6)}}{T^{(x_2+x_3+2x_5+x_6)}}.$$

Prin identificarea exponenților se obține :

$$x_1 = 1 - x_6,\ x_2 = 2 - x_3 - 2x_5 - x_6,$$

$$x_4 = 2 + x_3 + x_5 - x_6,$$

astfel încît în final funcția forței devine :

$$F = k \cdot \rho \cdot V^2 \cdot D^2 \left(\frac{g \cdot D}{V^2}\right)^{x_5} \cdot \left(\frac{n \times D}{V}\right)^{x_3} \left(\frac{\nu}{V \cdot D}\right)^{x_6},$$

unde $\frac{\eta}{\rho} = \nu$, sau :

$$F = \rho \cdot V^2 \cdot D^2 \cdot f\left(\frac{g \cdot D}{V^2}, \frac{nD}{V}, \frac{\nu}{V.D}\right).$$

Tabela 3

Elementele lagărelor de alunecare		
I. *Regim de ungere staționar*	Prototip : h ; $p - p_0$, P ; F ; f ; M ; Q_s ; W Model : $\alpha_l\ h ; \frac{\alpha\,\mu\alpha_l\,\alpha_r}{\alpha_c^2}(p - p_0) ; \frac{\alpha\mu\,\alpha_r\,\alpha_l^2}{\alpha_c} P ;$ $\frac{\alpha\mu\,\alpha_r\,\alpha_l^2}{\alpha_c} F ; \frac{\alpha_c}{\alpha_l} f ; \frac{\alpha\mu\,\alpha_r\,\alpha_l^3}{\alpha_c} M$ $\alpha_r \cdot \alpha_c \cdot \alpha_l \cdot \alpha_{kb} \cdot Q_s ; \frac{\alpha\mu\,\alpha_r^2\,\alpha_l^2}{\alpha_c} W ;$	Coeficienții α depind de problemă
II. *Regim turbulent*	$R_e \cdot p = R_{em} ;\ \rho\frac{V_p \cdot C_p}{\mu p} = \rho\frac{V_m \cdot C_m}{\mu_m} ; \frac{\alpha_r\,\alpha_c}{\alpha_p} = 1$	

Funcţia f se determină experimental.

În cadrul *metodei produselor*, forma implicită a funcţiei de forţă, prin definiţie, se scrie :

$$f(F,\ \rho,\ V,\ n,\ D,\ g,\ \eta) = 0.$$

După teorema produselor, expusă anterior, expresia termenilor adimensionali este :

$$\pi_1 = \frac{b_{k+1}}{\prod\limits_{1}^{3} a_i^{pi}} = \frac{F}{a_1^{p_1}\cdot a_2^{p_2}\cdot a_3^{p_3}} = \frac{F}{\rho^{x_1} V^{x_2} D^{x_3}},$$

$$\pi_2 = \frac{b_{k+3}}{\prod\limits_{1}^{3} a_i^{yi}} = \frac{n}{a_1^{y_1}\cdot a_2^{y_2}\, a_3^{y_3}} = \frac{n}{\rho^{y_1}\cdot V^{y_2}\, D^{y_3}};$$

$$\pi_3 = \frac{b_{k+3}}{\prod\limits_{1}^{3} a_i^{zi}} = \frac{g}{a_1^{z_1}\cdot a_2^{z_2}\cdot a_3^{z_3}} = \frac{g}{\rho^{z_1}\cdot V^{z_2}\cdot D^{z_3}},$$

$$\pi_4 = \frac{b_{k+4}}{\prod\limits_{1}^{3} a_i^{ti}} = \frac{\eta}{a_1^{t_1}\cdot a_2^{t_2}\cdot a_3^{t_3}} = \frac{n}{\rho^{t_1}\cdot V^{t_2}\cdot D^{t_3}}.$$

Cu aceste elemente, funcţia este :

$$\varphi\left(\frac{F}{\rho^{x_1}\cdot V^{x_2}\cdot D^{x_3}},\ \frac{n}{\rho^{y_1}\cdot V^{y_2}\cdot D^{y_3}},\ \frac{g}{\rho^{z_1}\cdot V^{z_2}\cdot D^{z_3}},\right.$$

$$\left.\frac{\eta}{\rho^{t_1}\cdot V^{t_2}\cdot D^{t_3}}\right) = 0.$$ În sistemul MKS, rezultă :

$$\frac{F}{\rho^{x_1}\cdot V^{x_2}\cdot D^{x_3}} = \frac{\dfrac{ML}{T^2}}{\left(\dfrac{M}{L^3}\right)^{x_1}\cdot\left(\dfrac{L}{T}\right)^{x_2}\cdot L^{x_3}} =$$

$$= \frac{ML\ T^{-2}}{M^{x_1}\cdot L^{-3x_1}\cdot L^{x_2}\cdot T^{-x_2}\cdot L^{x_3}} = \frac{ML\cdot T^{-2}}{M^{x_1}\cdot L^{-3x_1+x_2+x_3}\cdot T^{-x_2}};$$

$x_1 = 1,\ -3x_1 + x_2 + x_3 = 1,\ -x_2 = -2$ şi deci $x_2 = 2$ şi $x_3 = 2$ şi, ca atare :

$$\frac{F}{\rho^{x_1}\cdot V^{x_2}\cdot D^{x_3}} = \frac{F}{\rho\cdot V^2\cdot D^2}.$$

Printr-un procedeu analog se obţine :

$$\frac{n}{\rho^{y_1}\cdot V^{y_2}\cdot D^{y_3}} = \frac{nD}{V},\ \frac{g}{\rho^{z_1}\cdot V^{z_2}\cdot D^{z_3}} =$$

$$= \frac{gD}{V^2},\ \frac{\eta}{\rho^{t_1}\cdot V^{t_2}\cdot D^{t_3}} = \frac{\eta}{\rho\cdot V\cdot D},$$

iar funcţia va avea forma :

$$\varphi\left(\frac{F}{\rho^{x_1}\cdot V^{x_2}\cdot D^{x_3}},\ \frac{n}{\rho^{y_1}\cdot A^{y_2}\cdot D^{y_3}},\ \frac{g}{\rho^{z_1}\cdot V^{z_2}\cdot D^{z_3}},\right.$$

$$\left.\frac{\eta}{\rho^{t_1}\cdot V^{t_2}\cdot D^{t_3}}\right) = 0;$$

$$\varphi\left(\frac{F}{\rho\cdot V^2\cdot D},\ \frac{nD}{V},\ \frac{g\cdot D}{V^2},\ \frac{\eta}{\rho\cdot V\cdot D}\right) = 0$$

sau final

$$\frac{F}{\rho\cdot V^2\cdot D} = f_1\left(\frac{nD}{V},\ \frac{g\cdot D}{V^2},\ \frac{\nu}{VD}\right).$$

Se remarcă identitatea obţinută prin cele două metode.

Analogia. Dimensionarea pieselor prismatice la torsiune. Un caz dificil de rezolvat la torsiune, pe cale matematică, este acela al barelor prismatice. În acest caz se foloseşte expresia :

$$\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = -2\,G.\delta,$$

unde :

$$\frac{\partial F}{\partial y} = \tau_x,\ -\frac{\partial F}{\partial x} = \tau_y$$

sînt componentele tensiunii tangenţiale, G — modulul de torsiune şi δ — torsiunea.

Expresia este analogă cu relaţia bombării sub presiune interioară p, a unei diafragme întinsă pe contur cu forţa specifică s, care este :

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} = \frac{p}{s}.$$

Prin prelucrarea matematică a celor două expresii rezultă :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial F}{\partial y}\right) = -2G\delta,$$ sau

$$-\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{1}{2G\delta}\frac{\partial F}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{1}{2G\delta}\frac{\partial F}{\partial y}\right) = 1$$ şi :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial U}{\partial y}\right) = \frac{p}{s}$$ sau $$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{s}{p}\frac{\partial U}{\partial x}\right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{s}{p}\frac{\partial U}{\partial y}\right) = 1.$$

Ţinînd seamă de echivalenţele $\tau_x = \frac{\partial F}{\partial y}$ şi $\tau_y = -\frac{\partial F}{\partial x}$ se obţine :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{1}{2G\delta}\tau_y\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(-\frac{1}{2G\delta}\tau_x\right)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial U}{\partial x}\cdot\frac{s}{p}\right)+$$

$$+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial U}{\partial y}\cdot\frac{s}{p}\right)$$

sau :

$$\frac{1}{2G\delta}\cdot\tau_y=\frac{s}{p}\cdot\frac{\partial U}{\partial x}; \quad \tau_y=\frac{2\,G\cdot\delta\cdot s}{p}\cdot\frac{\partial U}{\partial x} \text{ şi}$$

$$-\frac{1}{2G\delta}\,\tau_x=\frac{s}{p}\cdot\frac{\partial U}{\partial y},\ \tau_x=-\frac{2G\delta s}{p}\cdot\frac{\partial U}{\partial y}.$$

Substituind $c = \frac{2G\cdot\delta\cdot s}{p}$, rezultă :

$$\tau_y = c\frac{\partial U}{\partial x} = c\,\alpha_x \text{ şi } \tau_x = -c\frac{\partial U}{\partial y} = -c\alpha_y.$$

Dacă pe un orificiu de secţiune egală cu bara torsionată, se întinde o membrană cu forţa periferică s, sub o presiune p, se va forma o colină pe care se va determina α_x şi α_y prin vectorul α tangent la curba mediană principală (fig. 4). Cu aceste elemente se obţin

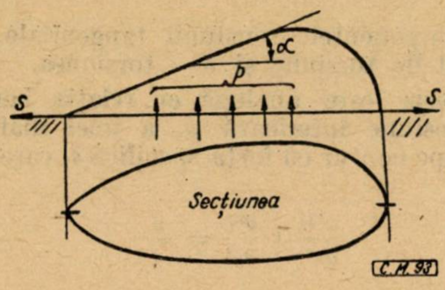


Fig. 4

valorile lui τ_x şi τ_y. De asemenea, trebuie reţinut că există şi relaţia $M_t = 2\cdot c\cdot V$.

Analogia electromecanică. Dacă circuitele mecanice şi electrice oscilante sînt exprimate prin aceeaşi ecuaţie diferenţială, între ele se poate stabili o reciprocitate.

În urma lucrărilor diferite de sinteză [16] se remarcă metodele : clasică şi cea a lui Darrieus-Firestone. Ele se prezintă sub forma :

Metoda clasică
$$\begin{cases} \text{Electrică, } L\,\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}t}+RI+\frac{1}{C}\int I\,\mathrm{d}t=U; \\ \text{Mecanică, } m\,\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}+rv+\frac{1}{e}\int v\,\mathrm{d}t=F; \end{cases}$$

Metoda Darrieus-Firestone
$$\begin{cases} \text{Electrică, } C\,\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t}+\frac{1}{R}U+\frac{1}{L}\int U\mathrm{d}t=I; \\ \text{Mecanică, } m\,\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}+rv+\frac{1}{e}\int v\,\mathrm{d}t=F. \end{cases}$$

Aceste metode au o vastă aplicaţie în automatizare.

În *concluzie*, aplicarea principiului similitudinii duce la soluţii moderne strict ştiinţifice în domeniul tehnic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Martens, A.* Traité des essais des matériaux. Paris, 1904.
[2] *Cazaud, R.* La fatigue des métaux. Paris, 1948.
[3] *Bertolini, I.* Costruzione di Machine. Milano. 1962.
[4] *L'Hermite, R.* L'expérience et les théories nouvelles Paris, 1945.
[5] *Dellus, P.* Résistance des matériaux. Paris, 1964.
[6] *Vîlcovici, V.* şi *Bălan, Şt.* Manual de mecanică. Bucureşti, 1964.
[7] *Teodorescu, C. C.* Curs de rezistenţa materialelor. Bucureşti, 1945.
[8] *Buzdugan, Gh.* Calculul de rezistenţă la solicitări variabile. Bucureşti, 1963.
[9] *Nădăşan, Şt.* Curs de rezistenţa materialelor. Bucureşti 1957.
[10] *Mateescu, C.* Hidraulica. Bucureşti, 1964.
[11] *Voscresenschi.* Probleme termice. 1963.
[12] Institutul Academiei R.P.R. Studii de energetică, Bucureşti. Anul I, ianuarie — Iunie 1951.
[13] *Pavel, D.* Construcţie la alegerea metodelor de dimensionare a turbinelor. In : Energetica, nr. 7, 1964.
[14] *Tipei-Constantinescu.* Lagăre de alunecare. Bucureşti, Editura Academiei, 1961.
[15] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşiniunelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.
[16] *Rothman, A.* Analogii electrice şi mecanice. In : Energetica, nr. 5, mai 1964 .
[17] *Gradin, G.* O nouă metodă de calculul durităţii materialelor. In : Construcţia de Maşini, nr. 11, 1964, şi nr. 4 1965.
[18] *Oppelt, Winfried.* Tehnica reglării automate (traducere din limba germană). Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

Documentare

Reciprocitatea dintre frecarea statică şi cinetică. Simkins, E. Th. In: Lubrication engineering, vol. 23, nr. 1, ian. 1967, p. 26—32.

Sînt prezentate aparatura şi metodologia folosite, precum şi rezultatele obţinute la *Benet R & E Laboratories, Watervliet, New York*, în cadrul unor cercetări destinate studierii reciprocităţii dintre frecarea statică şi cinetică.

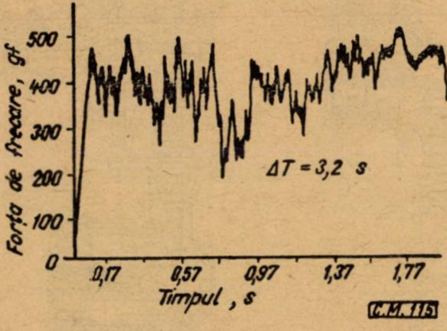


Fig. 1

Prima serie de încercări a avut drept scop reprezentarea grafică directă a valorii forţei de frecare statică în raport cu timpul de contact static (ΔT), respectiv timpul în care nu se admite deplasarea relativă a suprafeţelor. Aşa cum se observă în figura 1, primul vîrf reprezintă forţa de „frecare statică" şi, în general, el nu este mai mare sau mai mic decît vîrfurile următoare, care indică forţele de frecare cinetică.

Aceste experienţe nu au permis stabilirea unei corelaţii între valorile ΔT şi mărimea primului vîrf al înregistrărilor şi nu sînt deci concludente pentru a trage concluzia existenţei unei frecări statice dependentă de timp.

A doua serie de încercări a urmărit obţinerea de informaţii privind natura trecerii de la frecarea statică la frecarea cinetică.

Din înregistrarea caracteristică a forţei de frecare în funcţie de deplasare, redată în figura 2, rezultă:

a. valoarea forţei de frecare la care are loc alunecarea *în realitate* este mult mai mică decît cea la care se produce alunecarea observată vizual, raportul fiind în medie 0,75;

b. frecarea are o natură elastică (porţiunile C_1, C_2, C_3);

c. trecerea de la repaus la alunecarea vizibilă are loc prin micro-alunecări de ordinul 4—30 microinci.

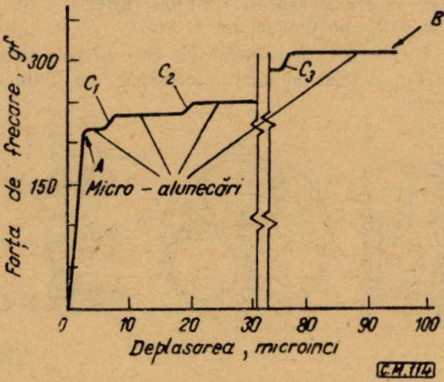


Fig. 2

Se fundamentează ipoteza că frecarea statică nu poate fi în mod intrinsec diferită de frecarea cinetică, ele deosebindu-se prin faptul că prima se măsoară în timp ce corpul se află vizual *în repaus*, în timp ce a doua se măsoară în timp ce corpul se află vizual *în mişcare*.

Utilizîndu-se viteze de încărcare diferite, s-a constatat că vitezele mari de încărcare au condus la producerea alunecării la o valoare mai mică a forţei de frecare, respectiv nivelul B se apropie de nivelul A (fig. 2) reducîndu-se corespunzător şi numărul de micro-alunecări.

Efectul datorit vitezei de încărcare poate servi ca suport experimental pentru susţinerea ipotezei că frecarea statică este dependentă de timp.

Maşină forestieră de plantat SKL—1.P.P. Komenko şi M. G. Viliaţer. In: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 6, 1967.

La institutul universal de cercetări pentru silvicultură şi mecanizarea economiei forestiere s-a realizat maşina forestieră SKL—1, pe baza tractorului de corhănit TDT—40 M. Maşina este destinată plantării în rînduri a puieţilor mari de răşinoase cu înălţimea pînă la 60 cm, pe defrişări cuprinzînd pînă la 600 rădăcini pe hectar, fără prelucrarea prealabilă a solului.

Organele principale ale maşinii (fig. 1) sînt brăzdarul *6*, roţile de sprijin *7* cu aparatura de plantat, valţurile de trasare *8*, apărătoarea *10*, scaunul *9* pentru plantator, cuţitul cu lamele *1*, avînd unghiul de angajare în sol de 135° şi antebrăzdarele *2*. În partea inferioară a brăzdarului sînt plasate lateral flapsurile de ridicare *4*, la capetele acestora fiind montate pe rulmenţi scarificatoarele aciculare *5*.

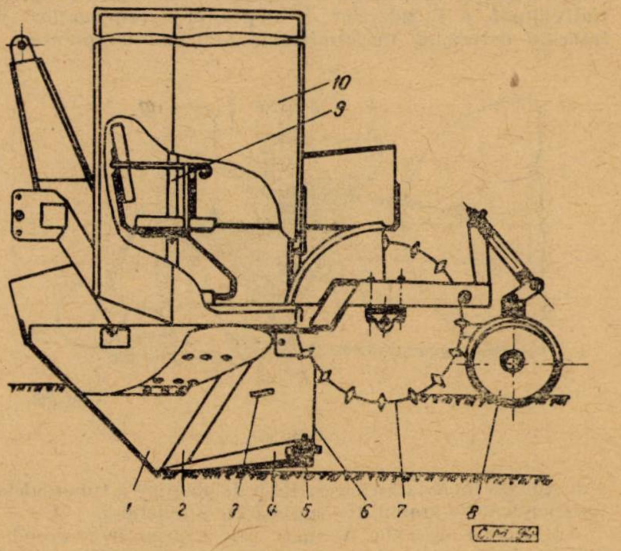


Fig. 1

În partea superioară a brăzdarului sînt dispuse cuţitele de retezare *3*, paralele cu planul flapsurilor de ridicare. În afară de acestea, în spatele brăzdarului se află cuţite-limitatoare cu rolul de a accelera închiderea gropilor de plantare la funcţionarea maşinii pe soluri tari.

Roţile de sprijin sînt dispuse în aşa fel încît se rostogolesc pe benzile curăţate de antebrăzdare.

Pentru o mai bună aderenţă, obada roţilor are formă conică şi este prevăzută cu antiderapante rombice. Curăţarea roţilor de pămîntul lipit este asigurată de cuţitele răzuitoare.

Caracteristicile tehnice ale maşinii SKL—1 sînt următoarele:

raza de acţiune a antebrăzdarelor, m.	0,6;
adîncimea de pătrundere a antebrăzdarelor, cm.	4—6;
adîncimea maximă a gropilor de plantare, cm. . .	30;
lăţimea brăzdarului, cm	8;
pasul de plantare, m	1 sau 2;
greutatea, kg.	670.

La deplasarea agregatului, cuţitul cu lamele *1* retează rădăcinile cu diametrul pînă la 8—10 cm, iar antebrăzdarele *2* taie stratul superior de gazon pe lăţimea de 55—60 cm şi îl aruncă lateral. Flapsurile brăzdarului retează ierbaceele cu grosimea pînă la 30 cm, le fărîmiţează şi le dirijează în parte lateral. În şanţul format se deplasează partea centrală a brăzdarului şi cu ajutorul cuţitelor laterale şi al scarificatoarelor aciculare se realizează afînarea solului pe lăţimea de 45—50 cm.

În momentul introducerii puieţilor în şanţ, pe falca brăzdarului se surpă stratul afînat de pămînt, imobilizînd puieţii. În acelaşi moment, ierbaceele sînt coborîte de către flapsurile de ridicare şi înconjoară rădăcina puieţilor.

Tasarea prealabilă a solului este executată de roţile de sprijin, iar tasarea definitivă, de valţurile *8*.

Maşină SN—4B pentru plantat cartofi în soluri pietroase. M. I. Kan. In : Stanki i instrument, nr. 8, 1967.

În ultimii ani s-a construit şi încercat maşina SN—4B pentru plantat cartofi în solurile pietroase. Plantarea tuberculelor se execută în rînduri, simultan cu introducerea îngrăşămintelor minerale. Noua maşină se deosebeşte de maşinile de serie prin construcţia brăzdarelor şi a ecranelor reflectoare.

Dispunerea roţilor de urmărire ale paralelogramului de suspensie a brăzdarului şi a dispozitivului de îndepărtare a pietrelor sub un unghi obtuz de pătrundere în sol asigură protejarea individuală a brăzdarului împotriva ruperii la trecerea peste obstacole şi revenirea automată la adîncimea de pătrundere dată după depăşirea obstacolelor. Suspensia individuală a brăzdarelor şi depozitarea aripioarelor lor laterale determină uniformizarea adîncimii de plantare şi coincidenţa liniei vîrfurilor cu linia de plantare a tuberculelor, independent de gradul de regularitate a reliefului.

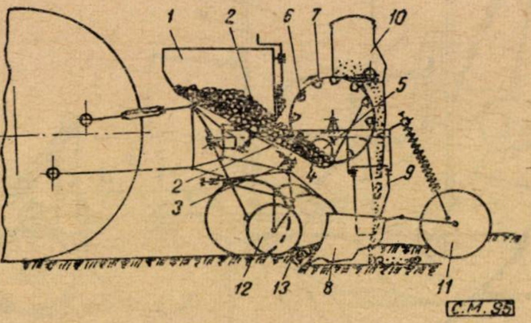


Fig. 1

Antrenarea organelor de lucru prin transmisie sincronă, la angrenarea maşinii cu tractoare din familia MTZ, permite varierea vitezei agregatului în funcţie de relieful şi starea cîmpului, cu păstrarea normelor de plantare la hectar. Maşina poate fi utilizată în agregare cu diferite maşini şi dispozitive : cu dispozitiv PRT—1 pentru funcţionarea maşinii cu tractoare cu şenile de 3 t, cu încărcător de cartofi ZKS 0,2 etc.

Schema tehnologică a maşinii este prezentată în figura 1. Tuberculele se încarcă manual sau automat în buncărele *1*. Din acestea, tuberculele trec în flux continuu în bena de alimentare *4* prin intermediul batanţilor oscilanţi *2* şi al agitatoarelor *3*. În benă, tuberculele sînt antrenate de şnecurile *5* şi cupele *6*. În cupele *6*, tuberculele sînt fixate cu clemele *7*, deplasîndu-se împreună cu cupele pînă la lansarea în brazdă, prin cavitatea brăzdarelor *8*. Traiectoria tuberculelor este corectată de ecranele reflectoare *9*. Îngrăşămintele sînt introduse în brazdă cu ajutorul aparatelor de împrăştiat *10*. Închiderea brazdelor peste tubercule este efectuată de discurile sferice *11*.

La trecerea peste obstacole are loc ridicarea preliminară a brăzdarelor de către roţile de urmărire *12*, definitivată de dispozitivul de îndepărtare a pietrelor *13*.

Variator cu curea asimetric. In : La Machine Moderne, martie 1967.

Variatoarele cu curea asimetrice LOMO se caracterizează prin : gamă de reglare mare ; tensiune redusă a curelei, reglată automat în funcţie de cuplul transmis ; absenţa alunecărilor ; randament ridicat şi constant chiar la sarcini parţiale ; gamă largă de putere în funcţie de tip, de la 1,4 la 22 kW.

În figura 1 apare tipul RE care se compune dintr-o roată de curea variabilă şi alta fixă. Numărul mare de diametre posibile permite alegerea turaţiei optime pentru arborele condus. Reglarea turaţiei se obţine prin variaţia distanţei dintre axe, raportul de variaţie fiind de 1/3.

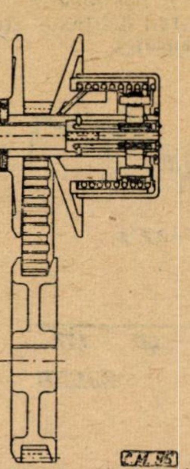


Fig. 1

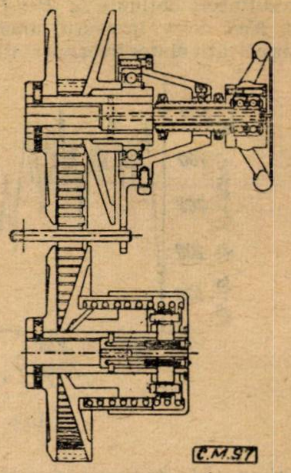


Fig. 2

Variatorul tip RK (fig. 2) cu un raport de reducere de 1/4, 1/6 sau 1/9 se compune din două roţi de curea reglabile, cu distanţa dintre axe fixă, prima fiind — de obicei — roată motoare ; este posibilă inversarea roţilor pentru a avea roata motoare pe arborele condus.

Randamentul ridicat (90%) al variatoarelor LOMO se datoreşte utilizării unei curele înguste cu dantură internă şi profil asimetric. Cureaua prezintă o mare rigiditate transversală, asigurîndu-se astfel protecţia flancurilor respective şi a suprafeţelor de frecare ale roţii de curea.

Un dispozitiv automat de strîngere asigură proporţionalitatea tensiunii curelei cu cuplul transmis.

Uzura şi încălzirea sînt reduse la minimum. Şocurile datorite inversării sensului de rotaţie sînt absorbite de suprafeţele fixe cu flancuri aproape drepte.

Cap cu role pentru presarea filetelor mici. A. M. Brodskii. In : Maşinostroitel, nr. 8, 1967.

La uzina ,,Freza'' s-a realizat un cap cu role pentru presarea filetelor metrice şi nestandardizate, cu diametrul mai mic de 4 mm.

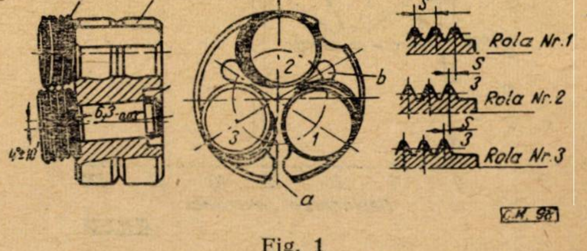


Fig. 1

Prezentînd simplitate constructivă şi comoditate de execuţie, capul este format din trei role *1* (fig. 1), corpul *2* cu diametrul de 16 mm şi trei inele elastice *3*. Cele trei role sînt montate liber în orificiile străpunse ale corpului şi asigurate cu ajutorul inelelor elastice. Diametrul orificiilor din corp este de 3,5 mm, axele orificiilor fiind înclinate la 4° față de axa corpului. Sensul de înclinare a axelor orificiilor se determină în funcție de sensul filetului, dreapta sau stînga. Această dispoziție a rolelor sub un unghi depășind unghiul mediu de creștere a spiralei filetului face posibilă execuția filetelor cu pasul mai mare decît pasul fin, micșorarea încărcării axiale a angrenării și îmbunătățirea calității filetului în zona de ieșire. Distanța între centrele orificiilor este de 8,1 ± 0,02 mm.

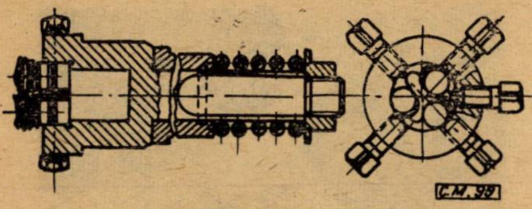


Fig. 2

Corpul se execută din semifabricat de oțel HVG cu orificiul central avînd diametrul de 3,2 mm, pe mașină de prelucrat prin coordonate. Adaosul de rectificare a orificiilor este de 0,01 mm. Pentru fixarea capului cu role în suport, în partea centrală a corpului este prelucrată o canelură în formă de V.

În vederea obținerii spirei continue a filetului presat în piese, profilurile spirelor rolelor sînt decalate unul față de altul cu 1/3 din pas. Rolele se deosebesc după numărul de ordine din complet, care este marcat pe fața frontală a fiecărei role, împreună cu diametrul respectiv.

Pentru presarea filetelor — dreapta, rolele se așază în corpul cu orificii prelucrate în așa fel încît numerele de ordine să crească în sens trigonometric, iar pentru presarea filetelor — stînga — numerele de ordine să crească în sensul acelor de ceasornic. Filetul și axul rolelor se rectifică ; pentru aceasta, semifabricatul este prevăzut în partea filetului cu o porțiune axială, care este retezată după rectificare. Abaterea admisibilă a pasului între două spire este de ±0,01 mm. Rolele se fabrică din oțel H12M și se tratează termic la duritatea 57—60 HRC.

Capul cu role poate fi reglat pentru modificarea diametrului filetului presat în limitele ±0,04 mm. Acest domeniu larg de aplicare se obține datorită elasticității corpului, care este prevăzut cu canelură de prindere *a* și cu canelurile longitudinale *b*, permițînd schimbarea distanței dintre axele rolelor la fixarea în suport (fig. 2).

Pentru funcționarea normală a capului cu role este necesar ca semifabricatul ce urmează a fi filetat să aibă o teșitură de angajare de 15—20°.

Abaterea diametrului semifabricatului față de diametrul mediu al filetului trebuie să fie de 0,04—0,06 mm. Semifabricatul trebuie dispus riguros coaxial cu capul cu role. Presarea se execută cu răcire cu sulfofrezol, cu un debit minim de 5 l/min.

Stringerea unei piulițe cu ajutorul unui sistem hidraulic. In : Machine Design, vol. 38, nr. 15.

În figura 1 apare noul tip de piuliță (Jerry Tools inc. — Cincinnati), care cuprinde un sistem hidraulic de blocare : *1* — piston de comandă ; *2* — fluid hidraulic ; *3* — inel de etanșare ; *4* — inel de presiune pentru realizarea blocajului ; *5* — șurub de închidere ; *6* — cheie pentru aplicarea sau anularea presiunii axiale.

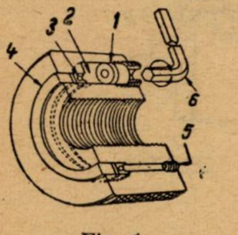


Fig. 1

După cum se vede din figură, în peretele piuliței este realizată o canelură adîncă, plină cu un lichid utilizat în cadrul transmisiilor hidraulice. Etanșarea spațiului respectiv se realizează cu ajutorul inelului de expansiune *3*.

Presiunea necesară este determinată cu ajutorul unui piston filetat *1*, montat la capătul opus celui în care este montat inelul *4*, care realizează presiunea axială necesară blocării.

Piulița este înșurubată în mod normal și apoi blocată cu ajutorul inelului *4*, care este apăsat pe suprafața de sprijin de către inelul de etanșare *3*, realizîndu-se astfel o forță axială în filet.

Studiul încărcării mecanismului bielă-manivelă la motoarele Diesel D 37 M și D 50. A. V. Adamovici, V. M. Siriaev și N. E. Șobaevici. In: Tractorî i selhozmașinî, nr. 6, 1967.

În cadrul NATI s-au efectuat cercetări privind încărcarea macanismului bielă-manivelă la motoarele Diesel D 37 M și D 50. În acest scop s-a realizat un dispozitiv experimental special (fig. 1), putînd fi utilizat în spațiul interior redus al carterului motorului.

Dispozitivul experimental este format dintr-o pîrghie fixată cu buloane pe capul bielei, două tije tubulare și carcasă. Pîrghia și tijele sînt articulate între ele, iar în lungul lor este dispus un conductor electric avînd bucle de compensare în dreptul articulațiilor. La capătul pîrghiei este montată o rigletă de textolit cu contacte, servind la conectarea conductorilor electrici de legătură între bielă și piston cu conductorul dispus în lungul pîrghiei și tijelor. O rigletă similară este fixată pe carcasa dispozitivului în vederea conectării aparatelor de măsură. Carcasa împiedică scăparea uleiului din carter, pe carcasă fiind prins suportul articulat al uneia dintre tijele tubulare. În carcasă sînt montate elemente de limitare a vibrațiilor tijelor tubulare, în ambele părți ale carcasei fiind prevăzute ferestre de vizitare.

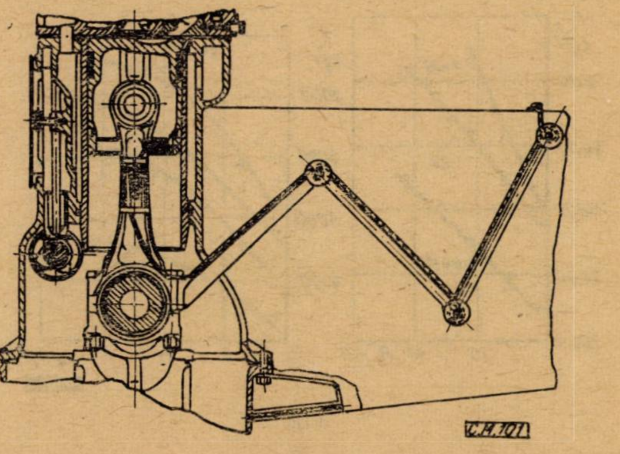


Fig. 1

Pentru măsurarea forțelor care încarcă mecanismul s-au utilizat captatoare tensometrice de sîrmă de constantan cu baza de 15 mm și rezistența de 250 Ω. Două dintre aceste captatoare, servind la măsurarea forțelor care comprimă și întind biela, au fost dispuse pe corpul bielei de-a lungul axei, în ambele părți ale inimii secțiunii. Pe una dintre tălpile secțiunii corpului au fost dispuse transversal două traductoare de compensare. Cele două cupluri de captatoare au lucrat independent, fiind conectate între ele printr-o schemă în semipunte.

De la captatoare s-au transmis semnalele la un amplificator tensometric și apoi la un oscilograf.

După rodarea motoarelor s-au ridicat caracteristicile de sarcină la 1 600 și 1 200 rot/min, în timpul încercărilor fiind determinate și forțele care acționează biela. Oscilogramele au fost obținute la diferite sarcini, între sarcina nulă și sarcina totală, la turațiile indicate. Caracterul variației forțelor în corpul bielei s-a păstrat la trecerea de la un regim de funcționare la altul. Forțele maxime de comprimare au fost înregistrate în timpul arderii.

Cu ajutorul forțelor măsurate s-au determinat eforturile unitare și presiunile specifice la diferite elemente ale bielei (tabela 1).

Tabela 1

Parametrul	Motorul	
	D 37 M	D 50
Presiunea maximă de ardere, kgf/cm²	80,5	72,2
Presiunea medie efectivă, kgf/cm²	5,8	5,9—6
Tensiunea de compresiune în corpul bielei, kgf/cm²	1 250	1 400
Presiunea specifică pe bucşa piciorului bielei kgf/cm²		
maximă	500	447
medie	59	41,7
Presiunea specifică pe cuzinetul capului bielei, kgf/cm²		
maximă	296	205
medie	46	47,2

Pentru a evalua influenţa reglajului pompei de injecţie asupra forţei F_c, care comprimă biela, s-au ridicat oscilogramele acestei forţe şi s-au construit curbele de variaţie în funcţie de sarcină, la turaţia nominală (1 600 rot/min) şi la diferite valori ale avansului la injecţie θ (fig. 2: a — D 37 M; b — D 50).

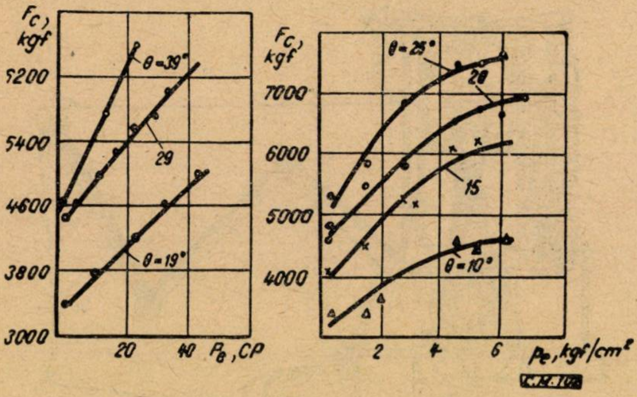


Fig. 2

Curbele arată că mărirea avansului la injecţie la o anumită sarcină antrenează creşterea valorii maxime a forţei F_c.

Cercetările au arătat că la funcţionarea motorului într-un regim dat are loc de asemenea o oscilaţie a valorii absolute a forţei F_c. Limitele de variaţie s-au stabilit la $\pm 15\%$ faţă de valoarea medie, la regimul nominal atingînd ± 800 kgf. Întrucît aria secţiunii transversale a corpului variază cu $\pm 10\%$ faţă de valoarea rezultată din desen, tensiunea de comprimare depăşeşte valoarea de calcul, creşterea putînd fi de 50%.

Noi tipuri de ferăstraie pentru găuri. In: Implement and Tractor nr. 2, 1966.

Firma P & C Line foloseşte, pentru înzestrarea truselor de scule pe care le produce, două noi tipuri de ferăstrae (fig. 1), destinate pentru a executa găuri circulare în diverse materiale care se prezintă sub formă de plăci. Aceste ferăstraie pot fi adaptate pe maşini de găurit fixe, maşini de frezat sau strunguri.

Fiecare tip este fabricat într-o gamă de 11 dimensiuni, putînd realiza găuri cu un diametru de la 19 mm pînă la 63,5 mm.

Ferăstrăul Best-Mol este confecţionat din oţel cu molibden, putînd fi utilizat pentru decuparea găurilor în orice metal ca de exemplu: oţel, alamă, bronz, cupru, aluminiu etc., pînă la o grosime de 28,5 mm. Ferăstrăul Best-Quik este recomandat pentru a fi folosit la decuparea găurilor în materiale moi (pînă la 23 mm grosime) ca de exemplu metale moi, lemn, plăci aglomerate, materiale plastice etc.

Eliminarea materialului decupat din interiorul ferăstrăului se face cu ajutorul unei pene care se introduce prin fantele laterale ale sculei sau în spatele acesteia.

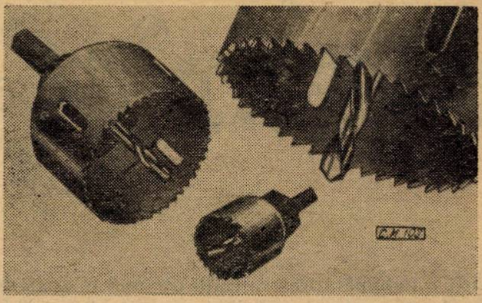


Fig. 1

Pentru plăcile suprapuse se pot efectua găuri mai adînci, cu condiţia ca după fiecare strat parcurs să se elimine din sculă porţiunea decupată.

Fixarea maşinilor de fundaţie. J. A. Walles. In: La Machine Moderne, martie 1967.

Problema montării maşinilor-unelte pe fundaţia prezentînd o suprafaţă neregulată a preocupat multă vreme pe specialiştii respectivi. Metodele adoptate comportă de la utilizarea calelor de oţel sau lemn introduse sub una sau mai multe din extremităţile maşinii pînă la folosirea sistemelor cu verină.

Atunci cînd trebuie să se schimbe în mod frecvent locul maşinilor — de exemplu în cazul fabricaţiei de automobile — este necesar să se utilizeze o metodă standardizată permiţînd scurtarea timpului de nefuncţionare a maşinilor şi reducerea costului dispozitivelor de fixare şi nivelare.

În figura 1 apare un dispozitiv practic care poate fi folosit pentru orice tip de maşină-unealtă şi care poate fi realizat pe un strung semiautomat, fără a fi necesară o calificare superioară.

Corpul *1* al dispozitivului este realizat din fontă şi comportă două bride exagonale *2*, conice. Forma exagonală împiedică rotirea corpului în locaşul de beton al fundaţiei, iar cea conică, deplasarea verticală în momentul strîngerii buloanelor de fixare. Interiorul corpului *1* este filetat pentru a se putea înşuruba manşonul *3*.

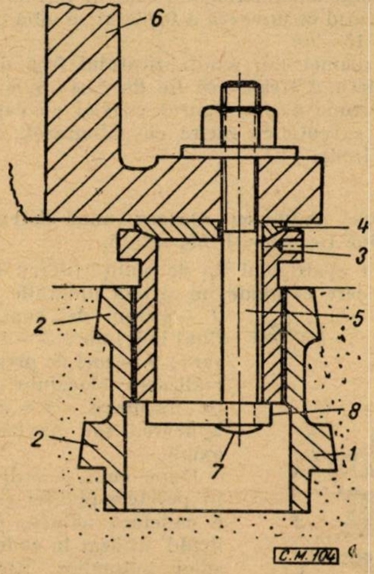


Fig. 1

Manşonul are un diametru interior suficient de mare, iar la partea superioară, un sediu sferic pe care se sprijină rondela *4*. Orificiul interior de diametru mare permite rotirea bulonului de strîngere *5*, astfel încît acesta să ajungă în dreptul găurilor din batiul maşinii *6* (capătul inferior al bulonului este fixat prin sudura *7* de placa *8*).

Reglarea în înălţime a batiului maşinii se realizează prin rotirea manşonului *3*, orice eroare a suprafeţelor fiind compensată cu ajutorul rondelei *4*, cu sediu sferic.

Dispozitivul prezintă, în afară de avantajul ridicării rapide a unei maşini oricît de grele, şi o construcţie uşor de realizat.

Accelerarea mişcării de apropiere la maşinile de rectificat fără vîrfuri. In : La Machine Moderne, martie 1967.

Atunci cînd o maşină de rectificat fără vîrfuri lucrează în mod automat, apare întotdeauna un timp mort între momentul în care căruciorul portdisc trece din faza de apropiere rapidă (fig. 1, *a*) la cea de apropiere înceată (fig. 1, *b*) şi momentul în care discul de lucru începe operaţia de aşchiere (fig. 1, *c*). Practic, nu se poate elimina timpul mort menţionat, din cauza neregularităţii diametrelor pieselor.

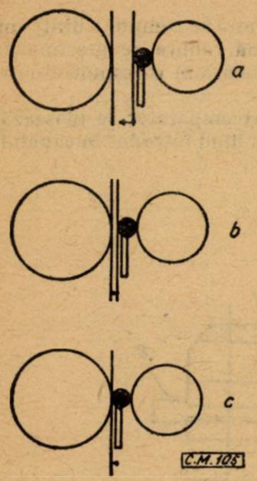


Fig. 1

O întreprindere franceză a pus la punct un dispozitiv de accelerare a mişcării de apropiere, care poate fi folosit la toate maşinile de rectificat, înzestrate cu un dispozitiv automat oleopneumatic de avans. Dispozitivul de accelerare permite substituirea avansului lent din faza a doua cu un avans accelerat şi menţinerea vitezei de avans pînă în momentul în care discul de lucru începe efectiv aşchierea.

Reducerea timpului de lucru — prin micşorarea timpului mort — depăşeşte 15 % din durata totală a ciclului de lucru şi este funcţie, în primul rînd, de diferenţa dintre diametrele pieselor înainte de rectificare.

Burghie consolidate. In : Stanki i instrument, vol. 36, nr. 9.

Solicitările care apar în burghie — datorită eforturilor de compresiune şi răsucire — au fost studiate experimental (U.R.S.S.), utilizîndu-se procedee bazate pe fotoelasticitate. Au fost examinate două tipuri de burghie : burghie cu profil normal (fig. 1, *b*) şi burghie cu profil consolidat (fig. 1, *a*), nou introduse în mai multe uzine.

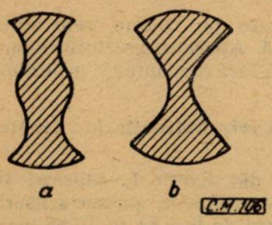


Fig. 1

Analiza fotoelastică a indicat că, în condiţii identice, solicitările maxime în burghiele consolidate sînt mult mai reduse.

Constatarea a fost confirmată şi de experienţele de laborator. Astfel, la găurirea unui oţel cu conţinut redus de crom, utilizînd un burghiu de 12 mm diametru, burghiele normale se rupeau pentru un avans de 1,3 mm/rot şi o adîncime a găurii de 30 mm. Ruperea apărea la burghiele modificate pentru un avans de 1,6 mm/rot.

Rezultatele au fost confirmate şi în exploatarea normală. De exemplu, la găurirea unui oţel aliat cu crom, burghiele normale (12,5 mm diametru) se rupeau pentru un avans de 0,22 mm/rot, pe cînd cele modificate rezistau şi la un avans de 0,43 mm/rot.

Rentabilitatea strungurilor paralele cu comandă numerică. A. O. Etkin şi B. L. Shumiatski. In : Stanki i instrument, vol. 36, nr. 4.

Pentru clarificarea problemei rentabilităţii strungurilor paralele cu comandă numerică, au fost studiate operaţii executate pe 40 de asemenea strunguri montate în nouă uzine.

Piesele realizate erau arbori cu mai multe diametre, dimensiunile variind între 100 şi 1 000 mm (fig. 1).

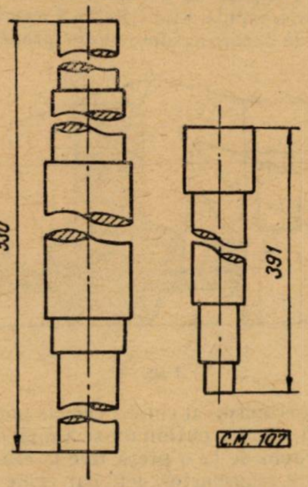


Fig. 1

Strungurile cu comandă numerică au fost comparate cu strunguri de copiat şi cu strunguri normale echipate cu dispozitive de copiat.

Experienţele efectuate au dus la concluzia că strungurile cu sisteme simple de comandă (pe generatrice) sînt mai economice decît strungurile cu dispozitive de copiat, dacă producţia anuală de arbori identici depăşeşte 250 buc. pentru arborii simpli şi 40 buc. pentru cei complicaţi.

Strungurile cu comandă numerică sînt mai economice decît cele de copiat, numai dacă producţia anuală de piese identice depăşeşte 160—220 buc., în funcţie de natura piesei.

Calculele efectuate au luat în considerare o perioadă de amortizare de cinci ani.

Dispozitiv de compensare a încovoierii unei broşe (Brevet R.F.G. nr. 1166589). In : La Machine Moderne, iunie 1967.

Rolul dispozitivului imaginat este de a compensa încovoierea broşei unui strung, determinată de greutatea piesei montate pe platou.

În figura 1 apare schema dispozitivului propus : *1* — platou ; *2* — lagăre fixe ; *3* — broşă ; *4* — şurub de reglaj ; *5* — lagăr pentru corectarea încovoierii.

Deviaţia platoului este detectată cu ajutorul unui traductor care trimite un semnal corespunzător lagărului corector *5*.

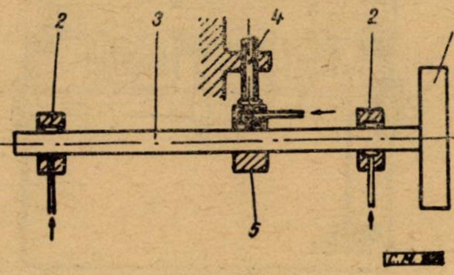


Fig. 1

Forţa necesară pentru corectarea încovoierii este aplicată hidrostatic sau mecanic, cu ajutorul unui şurub de reglare ; se pot aplica concomitent ambele metode.

În cazul cînd broşa este lungă, se prevăd mai multe lagăre de corecţie.

Sincronizarea pozitivă permite atingerea unei productivităţi ridicate. W. A. Hawkins. In : Metalworking Production, vol. 110, nr. 9.

Sincronizarea pozitivă realizată prin servocontrolul vitezei a fost adoptată de curînd, cu bune rezultate, în cadrul unei linii de prese din S.U.A. folosită pentru fabricaţia radiatoarelor.

Presele sînt echipate cu portmatriţe amovibile, pentru a permite înlocuirea rapidă a matriţelor. Fiecare presă comandă un dispozitiv de încărcare-descărcare propriu, controlat cu ajutorul unui mecanism cu came ; camele pot fi schimbate cu altele de profil diferit, obţinîndu-se timpi diferiţi de lucru.

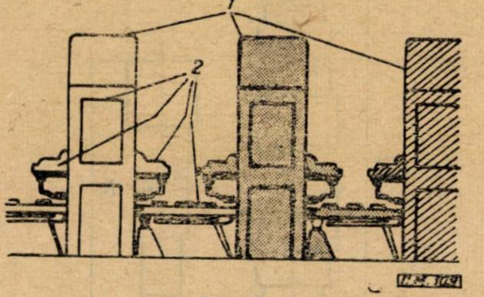


Fig. 1

Piesele ce provin de la o presă trec la cea următoare prin intermediul unui transportor acţionat chiar de presă.

Întrucît dispozitivul de încărcare-descărcare şi cel de transport posedă o aceeaşi comandă, rezultă un sincronism perfect.

Pentru ca sincronizarea să poată fi menţinută pe toată linia de prese, s-a recurs la un sistem de servocontrol centralizat (fig. 1 ; *1* — complex de prese sincronizate prin servocontrol ; *2* — aparataj auxiliar sincronizat prin element motor comun).

Dispozitivul de servocontrol primeşte şi centralizează semnale de la diversele prese intervenind imediat în cazul unor corecţii necesare în legătură cu coordonarea operaţiilor.

Posibilitatea de sincronizare este funcţie de reducerea timpilor morţi, la eliminarea cărora contribuie în mare măsură proiectarea adecvată a accesoriilor pieselor.

O serie de dispozitive de siguranţă asigură funcţionarea corectă a liniei : dispozitiv pentru a împiedica încărcarea în cazul cînd piesa precedentă nu a părăsit matriţa, dispozitiv pentru a împiedica defectarea matriţei atunci cînd presiunea depăşeşte o anumită limită etc.

Funcţionarea şi utilizarea cuplajelor hidraulice cu variatoare continue. R. Keller. In : V. D. I. Zeitschrift, vol. 108, nr. 6.

Variatoarele continue de turaţie sînt necesare în cazul în care cuplul motor funcţie de turaţie nu corespunde cuplului necesar mecanismului acţionat care prezintă o altă lege de variaţie în funcţie de turaţie.

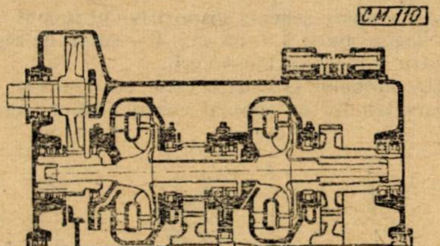


Fig- 1

Pentru transmisiile cu raport fix de transmitere $i = \frac{n_1}{n_2} =$ = const., pe cînd pentru variatoarele continue, i_{cont} = const. În principiu, *i* poate varia între 1 şi ∞, domeniul economic fiind cuprins între 2 : 1 şi 8 : 1.

Formele constructive ale cuplajelor hidraulice variază în funcţie de necesităţi, de la cuplajele simple necesare pentru pornire şi suprasarcină, pînă la regulatoarele de turaţie sau cuplu.

În cazul autovehiculelor, cuplajele hidraulice trebuie să permită şi inversarea sensului de deplasare. Astfel, în figura 1 apare un cuplaj hidraulic care poate funcţiona într-un sens sau altul în funcţie de cuplarea uneia sau alteia din unităţile componente. Prin umplere parţială, se pot obţine diferite tendinţe de frînare.

Aparat de control cu comparator. N. Srebriansky In : La Machine Moderne, iunie 1967.

În figura 1 apare schema unui aparat de control care poate fi utilizat pentru verificarea decalajului unui canal de pană în raport cu axa arborelui respectiv.

După cum se vede din figură, aparatul se compune dintr-un suport portcomparator *1* şi din două calibre de grosime *2*. Extremităţile calibrelor prezintă dimensiuni corespunzătoare lăţimii canalului de pană.

În timpul verificării, suportul portcomparator se plasează pe faţa superioară a calibrului, acesta fiind introdus în canalul de pană al arborelui *3*.

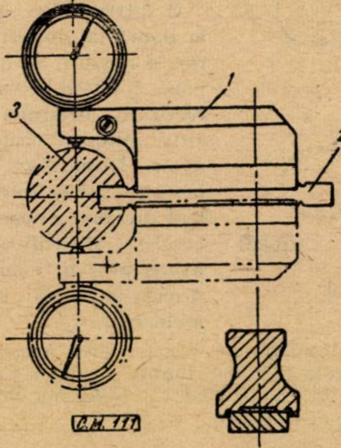


Fig. 1

Cînd palpatorul comparatorului atinge punctul cel mai înalt al arborelui, se reglează acul comparatorului la poziţia zero. Se introduce apoi dispozitivul, aplicîndu-l pe faţa opusă a calibrului şi plasînd din nou vîrful de palpare pe punctul cel mai înalt al arborelui.

Semidiferenţa valorilor măsurate pe cadran reprezintă decalajul real al canalului de pană. Aparatul prezintă o construcţie simplă şi permite verificări fără demontarea arborilor.

Mişcare scalară cu ajutorul unui cric hidraulic. In : La Machine Moderne, iunie 1967

Cu ajutorul cricului hidraulic din figura 1, fabricat în R.F.G., se poate obţine o mişcare rectilinie în ambele sensuri, în trepte de 0,01 mm, pe o distanţă de la 0,01 la 40,95 mm.

Cu o presiune nominală de 210 bar, cricul exercită o forţă de 650 kgf ; presiunea maxim admisibilă este de 280 bar.

Elementul mobil al cricului este constituit dintr-o serie de sertare, fiecare prezentînd o mişcare relativă *a* în raport cu cel vecin din dreapta.

Valoarea deplasării *a* este o progresie a cifrei 2 (2^0, 2^1 2^2, ..., 2^{12}) multiplicată cu 0,01 mm, considerînd sertarele de la dreapta la stînga (în fig. 1 apar numai primele două sertare ; în realitate, cricul hidraulic considerat comportă 12 sertare).

Se poate realiza astfel o mişcare de orice amplitudine de la 1 la 4 095 multiplicat cu 0,01 mm cu ajutorul unui cod binar simplu.

Fiecare sertar comunică cu o supapă cu comandă magnetică (*1* — magnet neexcitat; *2* — magnet excitat) care permite trecerea uleiului atunci cînd magnetul este excitat (întoarcerea are loc în situaţia magnetului neexcitat).

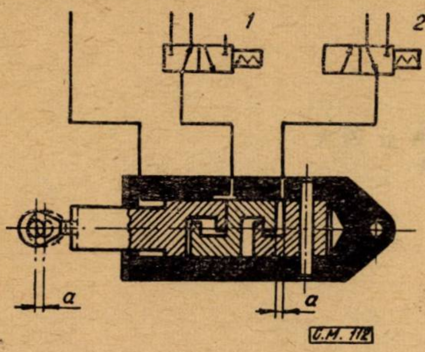


Fig. 1

Suprafaţa secţiunii transversale a cilindrului este de două ori mai mare decît aceea a tijei, astfel încît forţa de poziţionare este aceeaşi atunci cînd se trece de la deplasarea minimă la cea maximă şi invers.

Organe de maşini din materiale sinterizate. J. Dölling. In: Werkstatt und Betrieb, vol. 99, nr. 8.

Materialul iniţial este format din pulberi metalice, în special fier, la care se adaugă alte metale sau grafit. In funcţie de tipul de pulbere utilizat, de amestec, de presiune şi temperatură, se obţin produse cu diferite caracteristici specifice.

Pentru reglementarea multiplelor posibilităţi, în R.F.G. au fost realizate o serie de tabele orientative referitoare la piesele sinterizate din fier, oţel sau din aliaje neferoase.

Întrucît utilizarea materialului depinde în primul rînd de densitate, clasificarea a fost realizată în funcţie de acest factor (fig. 1: δ — alungirea specifică; σ_t — rezistenţa la tracţiune; HB — duritatea Brinell; ρ — densitatea).

Datele menţionate în tabele nu sînt însă suficiente pentru a se decide dacă o piesă poate fi realizată dintr-un anumit material sinterizat. Trebuie să se ia în considerare şi alte aspecte: mărimea piesei, forma posibilă, proprietăţile fizice necesare etc.

Astfel, mărimea unei piese sinterizate este funcţie de capacitatea maşinii utilizate, care determină dimensiunea transversală a piesei; în plus, înălţimea piesei depinde tot de maşină, neputînd depăşi 60—80 mm.

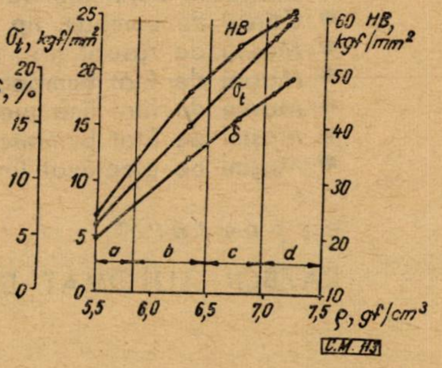


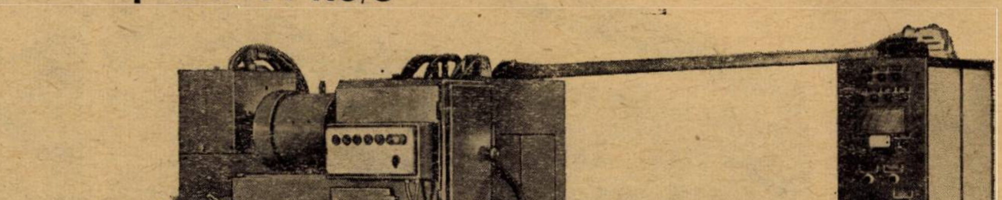
Fig. 1

Este însă mai dificil să se stabilească pînă la ce punct forma prevăzută este posibil a fi realizată din punct de vedere tehnologic; pentru orientarea în această direcţie există multe studii realizate şi care permit orientarea proiectantului.

O dificultate de suficientă importanţă apare în plus datorită faptului că datele tabelare sînt determinate pe epruvete de anumite dimensiuni şi forme, asigurînd o densitate uniformă.

CU COMANDĂ NUMERICĂ
Maşină de frezat în coordonate
pentru profile plane şi în spaţiu
tip EKF 34 NC/C

Kopp



D 5088

FRITZ KOPP WERKZEUGMASCHINENFABRIK GMBH NEU-ULM/DONAU *uzina* **unirea** *cluj*

livrează în mod curent:

- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Războaie automate de țesut bumbac, tip 26A și 27A
- Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- Carde de bumbac, tip 3C
- Mașini de răsucit fire, tip 3R
- Mașini de filat bumbac, tip 4 FI
- Mașini de filat lînă pieptănată, tip 2 FLP
- Mașini de filat bumbac, FBC și FBP
- Mașini de pieptănat lînă, tip 2 PL

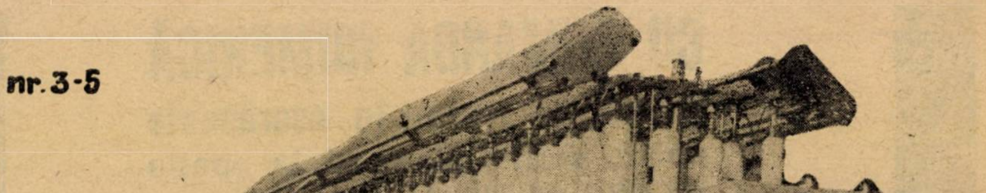
exportă:

RĂZBOI AUTOMAT DE ȚESUT BUMBAC DE 120 cm LĂȚIME,

cu două ițe, tip 27A

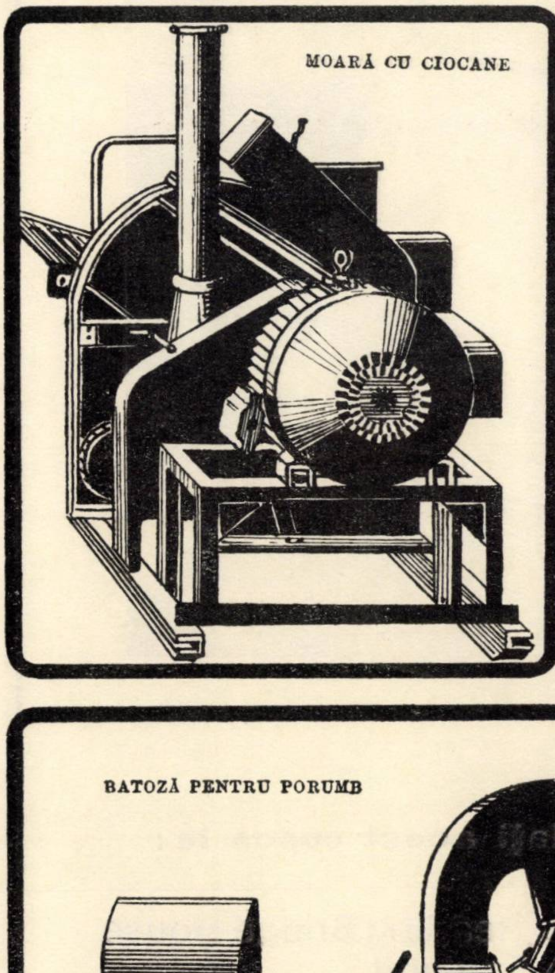
Unirea

PIAȚA 1 MAI nr. 3-5



Mașina de filat bumbac cardat

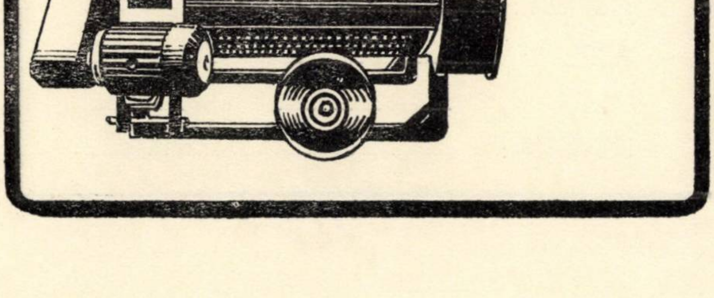
UZINA DE UTILAJ DE MORĂRIT TOPLEŢ



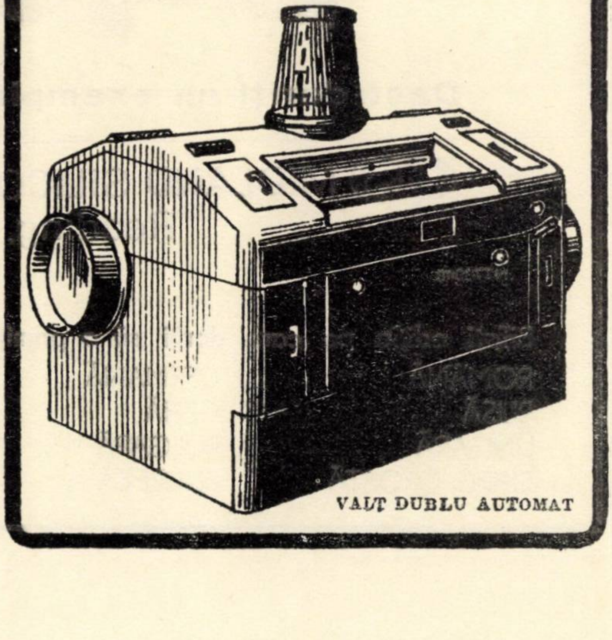
MOARĂ CU CIOCANE

PRODUCE ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI PENTRU EXPORT MAŞINI PENTRU INDUSTRIA MORĂRITULUI ŞI PENTRU AGRICULTURĂ:

- Valţuri automate
- Site plane
- Tarare
- Decojitoare
- Filtre
- Maşini de griş
- Maşini de spălat etc.
- Batoze pentru porumb
- Mori cu ciocane
- Moară cu amestecător
- Lame pentru buldozer
- Nivelator mecanic etc.



BATOZĂ PENTRU PORUMB



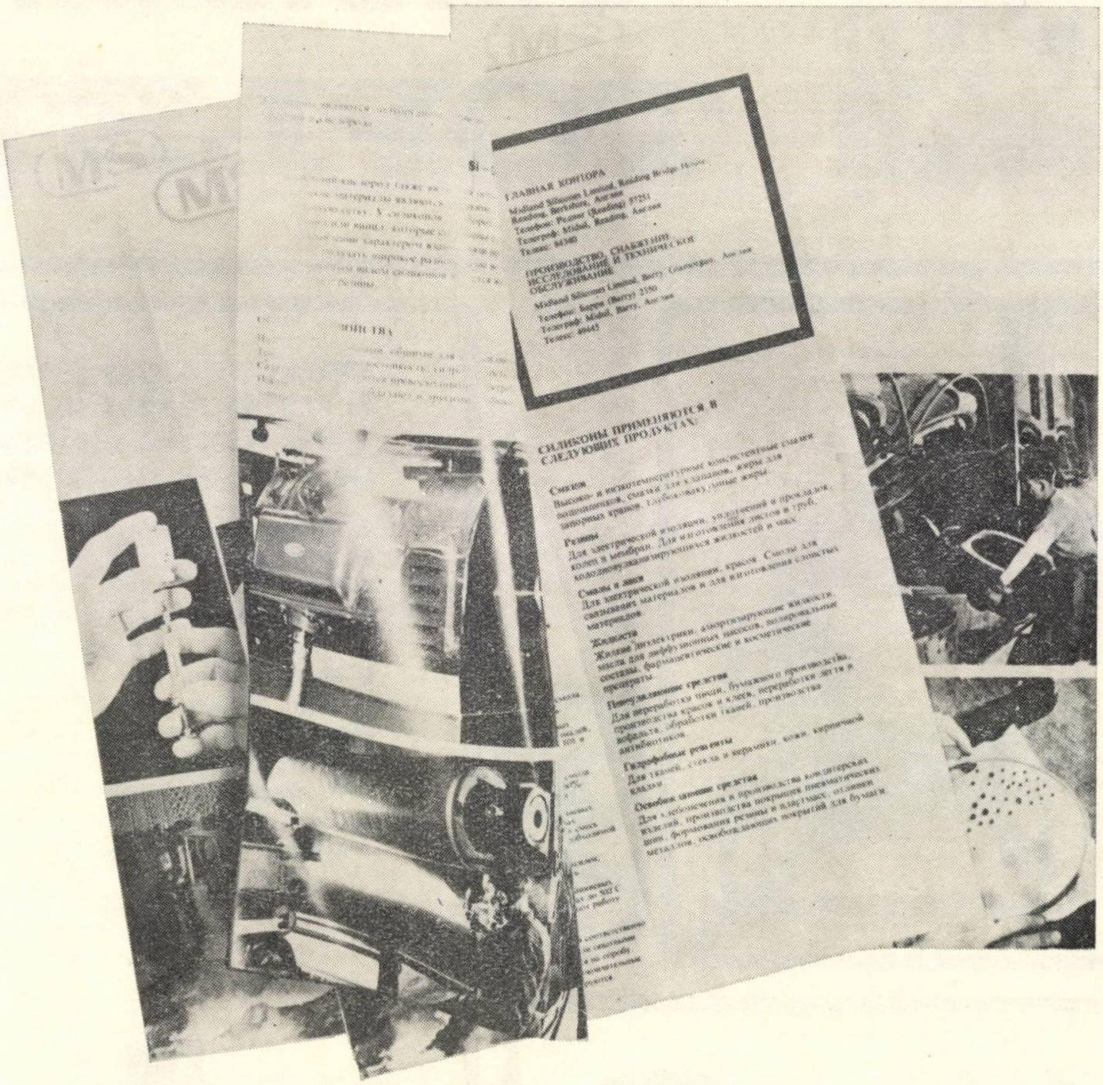
VALŢ DUBLU AUTOMAT

1968 MÁJ 6

MS SILICONII ÎN INDUSTRIE

Se descoperă continuu noi utilizări ale siliconilor în toate ramurile industriale.

Îndrumătorul practic publicat de MIDLAND SILICONES LIMITED, oferit gratuit, la cerere, în numeroase versiuni, vă ţine la curent.



Dacă doriţi un exemplar înapoiaţi acest cupon la:

MS MIDLAND SILICONES LTD., Reading Bridge House
Reading, Berkshire, England

NT73048

Bifaţi ediţia pe care doriţi să o primiţi:

ROMÂNĂ
RUSĂ
UNGARĂ
SÎRBO-CROATĂ
GERMANĂ
CEHĂ
BULGARĂ
ENGLEZĂ

NUMELE: ....
ADRESA: ....
....
FUNCŢIA: ....

ALLE LIVREAZĂ: ® HOSTAPHAN

Progres în industria electrotehnică

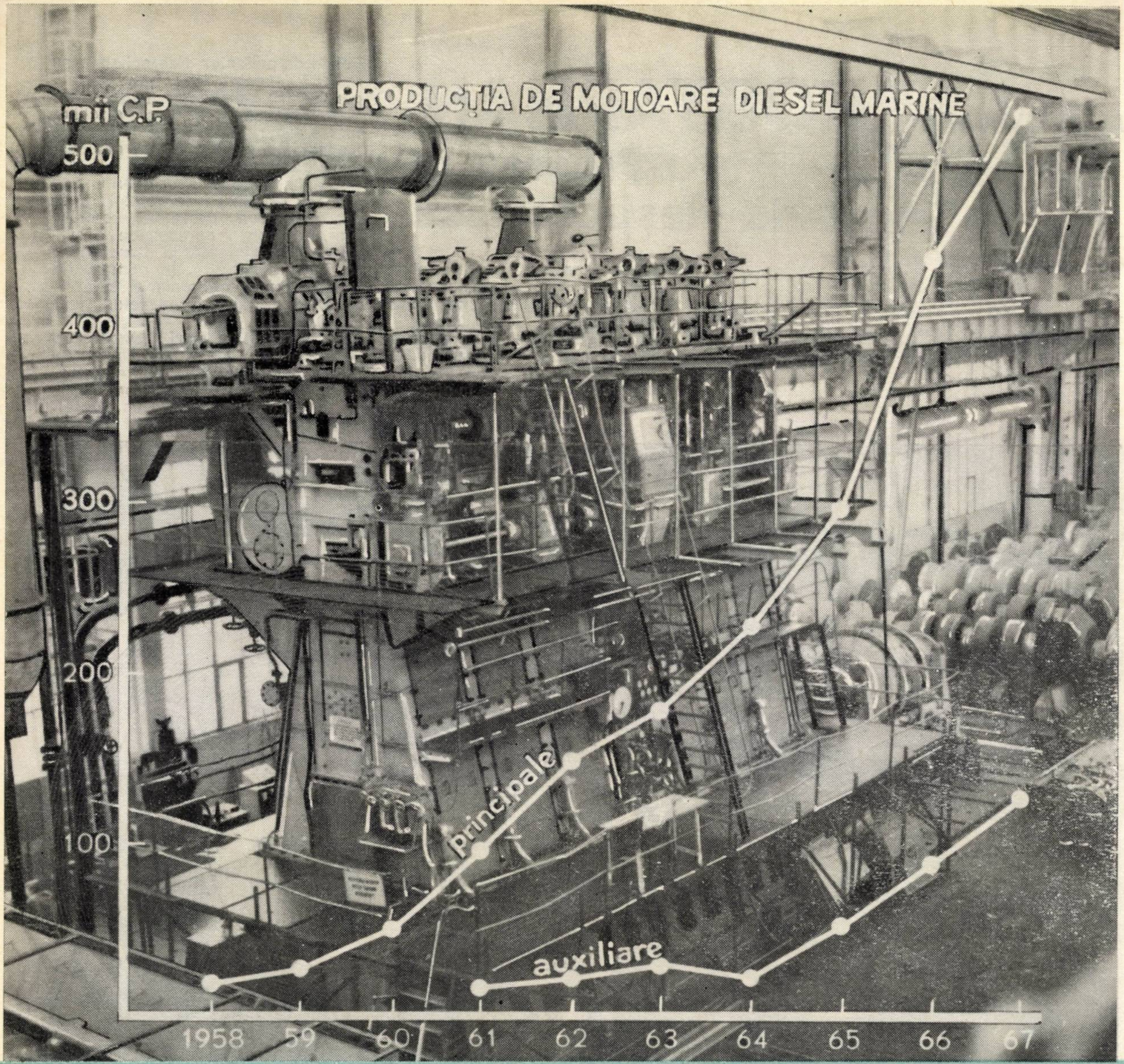
Foliile de poliester Hostaphan s-au dovedit deosebit de reușite ca suport pentru benzile de magnetofon. Rezistența mărită la rupere a foliilor foarte subțiri permite ca benzile de magnetofon să aibă o durată mai mare de funcționare.
Hostaphan este de asemenea un bun material izolator, fiind folosit și la confecționarea microsubansamblurilor. Hostaphan corespunde cerințelor de rezistență la temperaturi ridicate și prezintă caracteristici electrice îmbunătățite. În construcția motoarelor electrice, a transformatoarelor, a condensatoarelor și în fabricarea cablurilor, Hostaphan contribuie la îmbunătățirea produselor. Calitățile principale ale foliilor:
Caracteristici electrice constante, chiar la solicitări mari (temperaturi ridicate, umezeală, sarcini mecanice), durabilitate mare, stabilitate dimensională excepțională. Programul lărgit de folii pentru industria electrotehnică mai cuprinde în afară de aceasta: Trespaphan. ® Supronyl, ® Suprotex, ® Suprathen, ® Genotherm, ® Guttagena și folii de acetat.

21021 — R

KALLE AG

6202 WIESBADEN-BIEBRICH ● REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

O ÎNTREPRINDERE A
GRUPULUI HOECHST
FARBWERKE HOECHST AG ● 6230 FRANKFURT (MAIN) 80



H.Cegielski

Exportatori unici:

Ateliere mecanice
Oficiul relaţiilor externe
Poznan, Dzierzyńskiego 223/229
Telefon: 512-31.
Telegrame: HACEGIELSKI-Poznan
Telex: hacegielski-po 41255

Tip R. D.
3 800 — 27 600 CP
Tip cu cap de cruce pentru propulsie directă a navelor

MOTOARE DIESEL NAVALE ŞI STAŢIONARE

Tip D 55
3 500 — 7 000 CP
Tip cu cap de cruce pentru propulsie directă a navelor
CONCEPŢIE POLONEZĂ

H. CEGIELSKI SULZER

Tip BH/BAH 22
120 — 500 CP
Tip cu piston plonjor pentru agregate electrice şi pentru propulsia navelor prin reductoare

H. CEGIELSKI FIAT

Tip B 3012 SS
2 700 CP — Agregate electrice
3 000 CP — Propulsie navală
Tip cu piston plonjor pentru agregate electrice şi pentru propulsia navelor prin reductoare

H. CEGIELSKI BURMEISTER & WAIN

Tip 62 VT2BF 140
6 000 — 14 400 CP
Tip cu cap de cruce pentru propulsie directă a navelor

INSTALAŢII MOTRICE COMPLETE PENTRU NAVE
INSTALAŢII DIESEL STAŢIONARE

Echipamente de injecţie pentru combustibil
Compresoare pentru aer de pornire — Concepţie poloneză
H. Cegielski SD1 — Tip 135 — capacitate 70 m³/h
H. Cegielski SD2 — Tip 135 — capacitate 140 m³/h
H. Cegielski SE2 — Tip 160 — capacitate 240 m³/h

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

UZINA
VULCAN
BUCUREŞTI

MARCA INTERNATIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43

E 9278

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1949 — 1968
XX

2

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 2 • FEBRUARIE 1968

UZINA GRIVIȚA ROȘIE WERKE

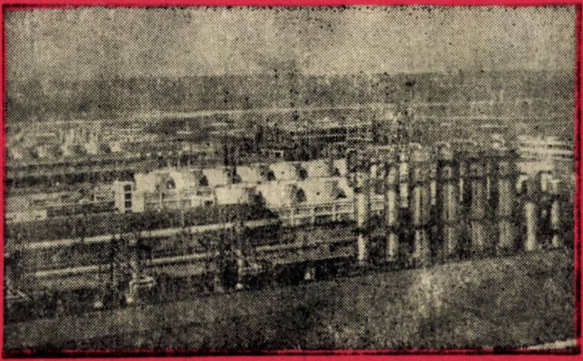
GRIRD
ROMANIA
BUCUREȘTI

Construiește instalații de:

- ACID SULFURIC
- ACID FOSFORIC
- AMONIAC
- UREE
- NEGRU DE FUM
- SODĂ CAUSTICĂ
- ÎNGRĂȘĂMINTE COMPLEXE
- ACID AZOTIC
- PIROLIZĂ etc.

Baut Anlagen für:

- SCHWEFELSÄURE
- PHOSPHORSÄURE
- AMMONIAK
- HARNSTOFF
- RUSS
- ÄTZNATRON
- COMPLEXE DÜNGERMITTEL
- SALPETERSÄURE
- PYROLYSE u. a.

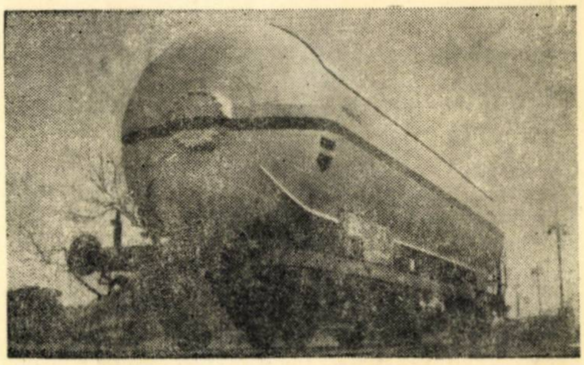


Instalații de rafinării

Xilen
Instalații de distilare atmosferică
Instalații de cracare catalitică

Raffinerieanlagen

Xylen
Atmosphärische Distillation
Katalytische Krackanlagen



Vagoane cisternă de 46,6 m³, 60 m³ și 90 m³, cazane de abur tip C.T.F. și L.K. Diverse utilaje pentru industria chimică și petrochimică, în cooperare cu alte întreprinderi

Kesselwagen von 46,6 m³, 60 m³, 90 m³. Dampfkesse. Typ C.T.F. und L.K. Verschiedene Ausrüstungen für die chemische und petrochemische Industrie, in Zusammenarbeit mit anderen Firmen

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

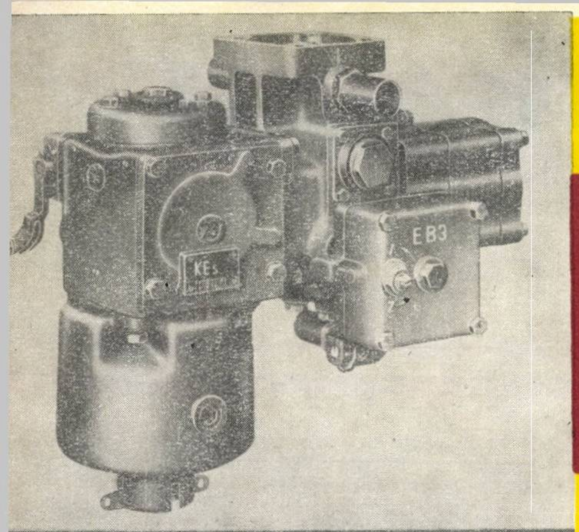
E 3279
R
REFERATIVA

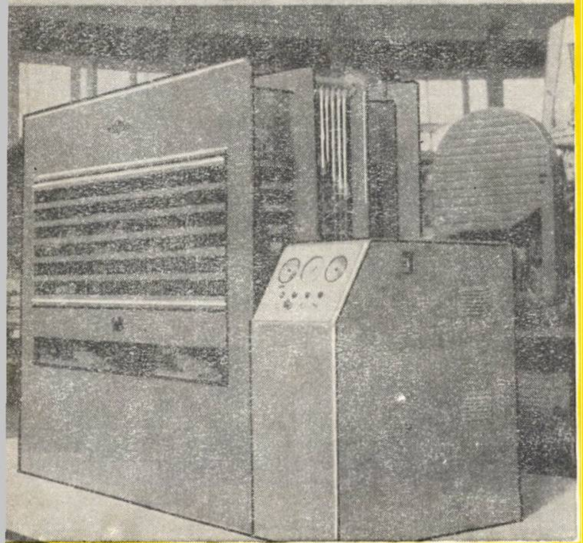
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

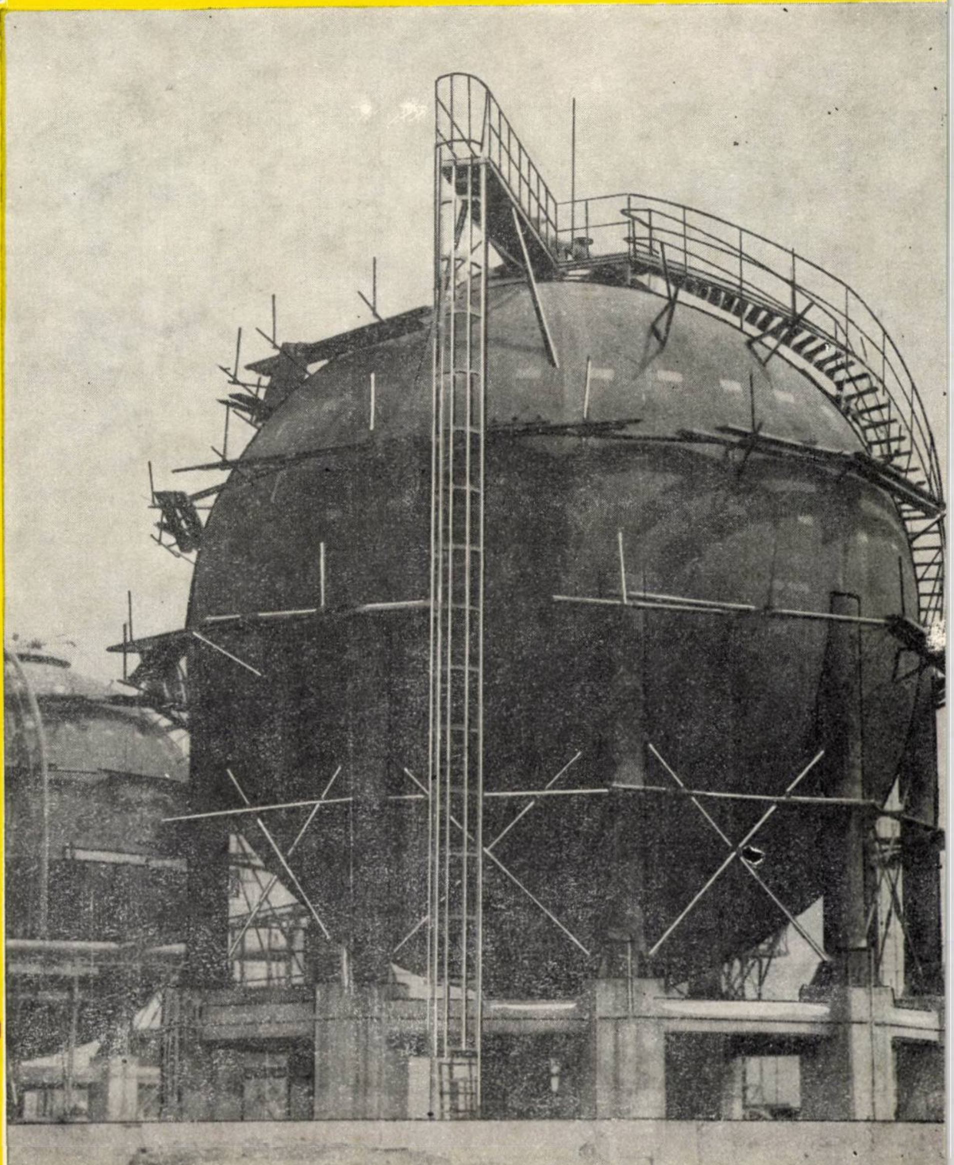
- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

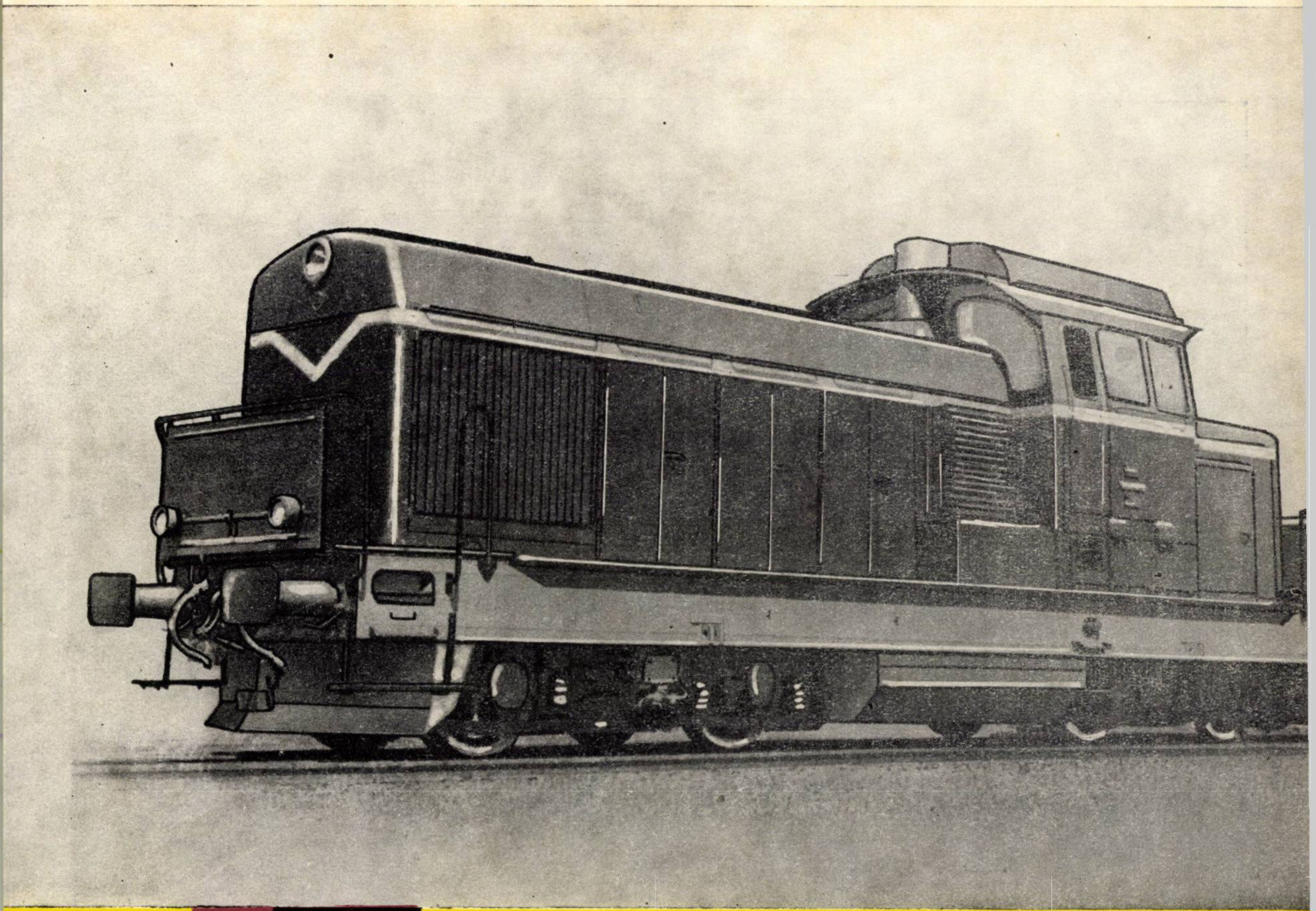




UZINA
23
AUGUST



FAUR



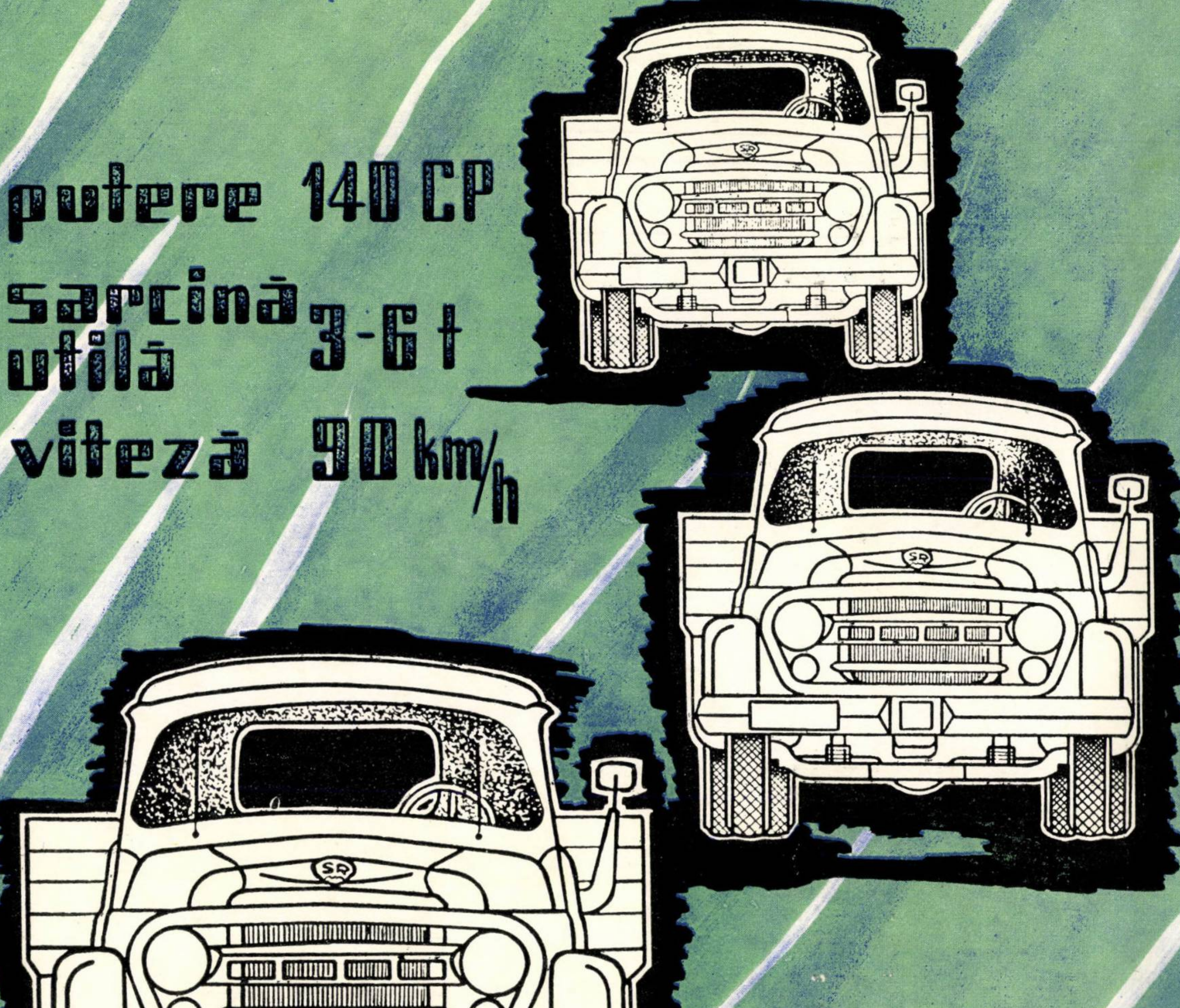
produce

- Locomotive Diesel mecanice de 120 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP şi de 450 CP, ecartament normal şi îngust
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi de 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP şi cu 12 cilindri, de 400—1200 CP
- Grupuri de foraj şi pompare cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—20 at
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operaţiuni tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 şi 8 cilindri opuşi, cu puteri pînă la 6000 CP şi presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h ; clincher, procedeu umed şi uscat
- Utilaj mecanic pentru furnal de 1700 m^3 (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oţelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acţionate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire etc)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5 4, şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagoneţi etc.)
- Bare de oţel rapid şi blocuri pentru oţel aliat de scule
- Piese turnate din oţel pînă la 15 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

putere 140 CP

sarcină utilă 3-6 t

viteză 90 km/h



UZINA de AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Strada Poienilor Nr. 5 ☆ Telefon 20220

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, FEBRUARIE 1968, Nr. 2

CUPRINS

LĂZĂRESCU I. şi PAY, E.: **Contribuţii asupra corelaţiei dintre uzura dintelui frezei, lăţimea de frezare şi unghiul de contact.** 69

DEACU, L., CÎMPIANU, N., KOVACS, ŞT. şi ŞTEFĂNESCU, C.: **Frezarea la temperatură ridicată.** 73

DODOC, P.: **Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte (I).** 78

FEJES, I. ŞI IONUŢ, V.: **Contribuţie la studiul influenţei parametrilor cinematici în procesul de honuire.** 85

MARCEA, N. şi CAŞIN, C.: **Programarea producţiei în fabricaţia de maşini-unelte, cu ajutorul calculatoarelor electronice.** 90

DODON, E.: **Determinarea prin aşchiere a rigidităţii maşinilor de frezat orizontal cu consolă.** 94

NICHICI, A., POPOVICI, I. şi GHEORGHIU, ŞT.: **Cercetări privind determinarea tehnologiei optime de rectificare anodo-mecanică a plăcuţelor din aliaje dure metaloceramice.** 99

KOVACS, F., PERJU, D. ŞI MÜLLER, A.: **Contribuţii la analiza cinematică şi sinteza dimensională a mecanismelor de clasa a III-a de tip şeping.** 105

MUSTAFA, R. M.: **Reazeme hidrostatice** 112

GEORGESCU, GH.: **Consideraţii privind protecţia împotriva tensiunilor de atingere periculoase la maşinile-unelte aşchietoare** 118

DOCUMENTARE 124

RECENZII 131

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi Conf. ing. M. SOARE.
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ing. ELIZA PETRESCU

S U M A R

CZ 621.914.01

Lăzărescu, I. şi *Pay, E.* : **Contribuţii asupra corelaţiei dintre uzura dintelui frezei, lăţimea de frezare şi unghiul de contact.**

Se prezintă rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale efectuate în legătură cu corelaţia dintre uzura dintelui frezei, lăţimea de frezare şi unghiul de contact.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 69–72

CZ 621.914 : 669.14

Deacu, L., Cîmpianu, N., Kovacs, Şt. şi *Stefănescu, C.* : **Frezarea la temperatură ridicată.**

Se propun unele procedee pentru frezarea la temperatură ridicată a oţelurilor fabricate în ţară.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 73–77

CZ 621.941 – 233.1 – 752

Dodoc, P. : **Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte (I).**

Se prezintă un studiu al cauzelor apariţiei erorilor determinate de vibraţii în cazul prelucrării prin strunjire.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 78–85

CZ 621.923.5.001.5

Fejes, I. şi *Ionuţ, V.* : **Contribuţie la studiul influenţei parametrilor cinematici în procesul de honuire.**

Se studiază influenţa lungimii barei abrazive, a lungimii cursei, a turaţiei şi numărului de curse duble asupra rezultatelor procesului de honuire.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 85–89

CZ 621.9 : 681.321

Marcea, N. şi *Caşin, C.* : **Programarea producţiei în fabricaţia de maşini-unelte, cu ajutorul calculatoarelor electronice.**

Se prezintă modelarea matematică a repartizării planului de producţie, pe trimestre, în cazul prelucrării pieselor pentru fabricarea maşinilor-unelte.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 90–94

CZ 621.914.31 : 539.56 : 621.91.07

Dodon, E. : **Determinarea prin aşchiere a rigidităţii maşinilor de frezat orizontal cu consolă.**

Se evidenţiază o metodă de determinare prin aşchiere a rigidităţii maşinilor de frezat orizontal, stabilindu-se modul de calcul al elementelor diagramei de rigiditate.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 94–98

CZ 621.923.048.4 : 621.9.025.7 : 669.018.95

Nichici, A., Popovici, I. şi *Gheorghiu, Şt.* : **Cercetări privind determinarea tehnologiei optime de rectificare anodo-mecanică a plăcuţelor din aliaje dure metaloceramice.**

Se stabilesc condiţiile optime de rectificare anodomecanică a plăcuţelor din aliaje dure metaloceramice, în funcţie de materialul electrodului sculă şi de viteza relativă dintre sculă şi piesă.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 99–104

CZ 621. 912. 3 :518.4

Kovacs, F., Perju, D. şi *Müller, A.* : **Contribuţii la analiza cinematică şi sinteza dimensională a mecanismelor de clasa a III-a de tip şeping.**

Se evidenţiază o metodă grafo-analitică permiţînd determinarea rapidă şi suficient de precisă a parametrilor cinematici la mecanismul plan de clasa a III-a.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 105–111

CZ 621.9 : 621.822.032

Mustafa, R. M. : **Reazeme hidrostatice.**

Se prezintă principalele studii efectuate cu privire la problema calculului reazemelor hidrostatice axiale al maşinilor-unelte.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 112–118

CZ 621.91.07 – 783 : 614.825

Georgescu, Gh. : **Consideraţii privind protecţia împotriva tensiunilor de atingere periculoase la maşinile-unelte aşchietoare.**

Se prezintă mijloacele principale de protecţie împotriva tensiunilor de atingere periculoase la maşinile-unelte aşchietoare

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 118–124

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando nr. 2, raion 30 Decembrie. Telefon : redactor şef 14.63.86 ; secretar general de redacţie 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23 — 25, c. 6160.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.914.01
Лэзэреску, И. и *Пай, Е.:* **К вопросу о зависимости между износом зубьев фрезы, шириной фрезерования и углом соприкоосновения.**

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в связи с определением зависимостей между износом зуба фрезы, шириной фрезерования и углом соприкосновения.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 69–72

ДК 621.914 : 669.14
Дяку, Л., Кымпяну, Н., Ковач, Шт. и *Штефэнеску, К.:* **Фрезерование при высокой температуре.**

Предлагаются способы фрезерования при высокой температуре стали румынского производства.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 73–77

ДК 621.941 – 233.1 – 752
Додок, П.: **Вибрации на главных осях станков.**

Описываются испытания, проведенные по выявлению причин возникновения ошибок, вызванных вибрациями в случае обработки обточкой.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 78–85

ДК 621.923.5.001.5
Фежес, И. и *Ионуц, В.:* **Изучение влияния кинематических параметров в процессе доводки.**

Исследуется влияние длины абразивной штанги, длины хода, оборотов и числа двойных ходов на результаты процесса доводки.
Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 2, стр. 85–89

ДК 621.9 : 681,321
Марчя Н. и *Кашин, К.:* **Программирование продукции в производстве станков, при помощи электронных счетных устройств.**

Описывается математическое моделирование распределения производственного плана, по кварталам, в случае обработки частей для производства станков.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 90–94

ДК 621.914.31 : 539.56 : 621.91.07
Додон, Е.: **Определение, путем резания, жестскости горизонтальных фрезерных машин с кронштейном.**

Описывается метод определения путем резания жесткости горизонтальных фрезерных машин, устанавливая способ вычисления элементов диаграммы жесткости.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 94–98

ДК 621.923.048.4 : 621.9.025.7 : 669.018.95
Никич, А., Попович, И. и *Георгиу, С.:* **Исследования по определению оптимальной технологии анодно-механической шлифовки пластин из твердых металлокерамических сплавов.**

Устанавливаются оптимальные условия анодно-механической шлифовски пластин из твердых металлокерамических сплавов, в зависимости от материала электрода-инструмента и относительной скорости инструмента-детали.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 99–104

ДК 621.912.3 : 518.4
Ковач, Ф., Пержу, Д. и *Мюллер, А.:* **К вопросу о кинематическом анализе и синтезе размера механизмов 3-го класса типа шепинг.**

Описывается графико – аналитический метод позволяющий быстрое и достаточно точное определение кинематических параметров плоского механизиа, 3-го класса.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 105–111

ДК 621.9 : 621.822.032
Мустафа, Р. М.: **Расчет осевых гидростатических опор станков.**

Описаны наиболее важные работы, проведенные в связи с вычисленнием осевых гидростатических опор станков.
Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 2, стр. 112–118

ДК 621 91.07 – 783 : 614.825
Джорджеску, Г.: **О защите от опасных контактных напряжени на режущих станках.**

Приведены основные средства защиты от опасных контактных напряжений на режущих станках.
Construcţia de Maşini 20 (1968), № 2, стр. 118–124

INHALTSVERZEICHNIS

DK621.914.01
Lăzărescu, I. und *Pay, E.* : **Beiträge zur Korrelation zwischen der Abnutzung des Fräserzahns, der Schnittbreite und des Spanwinkels.**

Es werden die Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Forschungen im Zusammenhang mit der Wechselbeziehung zwischen der Abnutzung des Fräserzahns, der Schnittbreite und des Spanwinkels dargelegt.
Construcţia de Maşini 20 (1968). *H.* 2. S. 69–72

DK 621.914 : 669.14
Deacu, L., Cîmpianu, N., Kovacs, St. und *Ştefănescu, C.* : **Das Fräsen bei hoher Temperatur.**

Es werden einige Verfahren zum Heissfräsen der in Rumänien erschmolzenen Stähle vorgeschlagen.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 2. S. 73–77

DK 621.941 – 233.1 – 752
Dodoc, P. : **Schwingungstrochoiden an den Hauptwellen der Werkzeugmaschinen.**

Der Verfasser untersucht die Erscheinung der durch Vibration verursachten Fehler bei der spanabhebenden Formung.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H.2. S. 78–85

DK 621.923.5.001.5
Fejes, I. und *Ionuţ, V.* : **Beiträge zum Studium des Einflusses der kinematischen Parameter auf das Honen.**

Es wird der Einfluss der Länge der Ziehschleifahle, der Hublänge, der Drehzahl und der Doppelhubzahl auf den Honvorgang untersucht.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H.2. S. 85–89

DK 621.9 :681.321
Marcea, N. und *Caşin, C.* : **Produktionsprogrammierung beim Bau von Werkzeugmaschinen mit Hilfe der Elektronenrechner.**

Es wird die mathematische Modellierung für die Quartalauffächerung der Produktionspläne zur Herstellung der Werkzeugmaschinen dargelegt.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 2. S. 90–94

DK 621.914.31 : 539.56 : 621.91.07
Dodon, E. : **Bestimmung der Starrheit der Horizontal-Fräsmaschine mit festliegender Frässpindel durch Spanen.**

Der Verfasser beschreibt ein Spanverfahren zur Bestimmung der Starrheit der Horizontal-Fräsmaschinen und setzt die Berechnungsweise der Elemente des Starrheitsdiagramms fest.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 2. S. 94–98

DK 621.923.048.4 : 621.9.025.7 : 669.018.95
Nichici, A. , *Popovici, I.* und *Gheorghiu, S.* : **Forschungen in bezug auf die Bestimmung der optimaltechnologie des anodisch – mechanischen Schleifens der Metallkeramik-Hartlegierungsplatten.**

Es werden die Optimalbedingungen für das anodisch-mechanische Schleifen der Metallkeramik-Hartlegierungsplatten im Verhältnis zum Werkstoff der Werkzeugelektrode und der relativen Geschwindigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück festgelegt.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 2. S. 99–104

DK 621.912.3 : 518.4
Kovacs, F., Perju, D. und *Müller, A.* : **Beiträge zur kinematischen Analyse und Dimensionssynthese der Mechanisme 3. Klasse vom Typ Shaper.**

Es wird ein graphisch-analytisches Schnellverfahren zur genauen Bestimmung der kinematischen Parameter bei den Waagerecht-Stossmechanismen der 3. Klasse dargelegt.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 2. S. 105–111

DK 621.9 : 621.822.032
Mustafa, M. R. : **Berechnung der hydrostatischen Axialstützen der Werkzeugmaschinen.**

Es werden die wichtigsten Studien in bezug auf das Problem der Berechnung axialer hydrostatischer Stützen der Werkzeugmaschinen dargelegt.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H 2. S. 112–118

DK 621.91.07 – 783 : 614. 825
Georgescu, Gh. : **Bemerkungen über den Schutz gegen gefährliche Spannungsberührungen an Werkzeugmaschinen für spanabhebende Bearbeitung.**

Der Verfasser führt die wichtigsten Schutzmittel gegen gefährliche Spannungsberührungen an Werkzeugmaschinen für spanabhebende Bearbeitung an.
Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 2. S. 118–124

SOMMAIRE

CD 621.914.01
Lăzărescu, I. et *Pay, E.* : **Contributions à l'étude de la corrélation entre l'usure de la dent de la fraise, la largeur de fraisage et l'angle de contact.**

On expose les résultats théoriques et expérimentaux d'une étude concernant la corrélation entre l'usure de la dent de la fraise, la largeur de fraisage et l'angle de contact.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 69–72

CD 621.914 : 669.14
Deacu, L., Cîmpianu, N., Kovacs, Şt. et *Ştefănescu, C.* : **Le fraisage á haute température.**

On propose certains procédés pour le fraisage à haute température des aciers produits en Roumanie.
Constructia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 73–77

CD 621.941 – 233.1 – 752
Dodoc, P. : **Les trocoïdes de vibrations des axes principaux des machines-outils.**

On examine les causes des erreurs provoquées par les vibrations lors de l'usinage par tournage.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 78–85

CD 621.923.5.001.5
Fejes, I, et *Ionuţ, V.* : **Contribution à l'étude de l'influence des paramètres cinétiques sur le polissage par honing.**

On étudie l'influence de la longueur de la barre abrasive, de la longueur de la course, du nombre des tours et du nombre des courses doubles sur les résultats du polissage par honing.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 85–89

CD 621.9 : 681.321
Marcea, N. et *Caşin, C.* : **La programmation de la production dans la fabrication des machines-outils, à l'aide des calculateurs électroniques.**

Les auteurs présentent le modelage mathématique de la répartition du plan de production par trimestres, dans le cas de l'usinage des pièces destinées à la construction des machines-outils.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 90–94

CD 621.914. 31 : 539.56 :621.91.07
Dodon, E. : **La détermination, par enlèvement de copeaux, de la rigidité des fraiseuses horizontales à console.**

Il s'agit d'une méthode de détermination, par enlèvement de copeaux, de la rigidité des fraiseuses horizontales, en établissant le calcul des éléments du diagramme de la rigidité.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 94–98

CD 621.923.048.4 : 621.0.05.7 : 669.018.95
Nichici, A., Popovici, I. et *Gheorghiu, St.* : **Recherches sur la détermination de la meilleure technologie de rectification anodo-mécanique des petites plaques en alliages durs métallo-céramiques.**

On établit les meilleures conditions de rectification anodo-mécanique des petites plaques en alliage durs métallo-céramiques, en fonction du matériau de l'électrode-outil et de la vitesse de l'outil par rapport à celle de la pièce.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 99–104

CD 621.912.3 :518.4
Kovacs, F., Perju, D. et *Müller, A.* : **Contributions à l'analyse cinétique et à l'étude des dimensions des mécanismes de troisième classe, type étau-limeur.**

Les auteurs donnent une méthode grapho-analytique qui permet la détermination rapide et suffisamment précise des paramètres cinétiques du mécanisme plan de troisième classe.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 105–111

CD 621.9 : 621.822.032
Mustafa, R. M. : **Le calcul des appuis hydrostatiques axiaux des machines-outils.**

On présente les principales études concernant le calcul des appuis hydrostatiques axiaux des machines-outils.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 112–118

CD 621.91.07 – 783 : 614.825
Georgescu, Gh. : **Considérations sur la protection contre les tensions électriques dans les machines à usinage par enlèvement de copeaux.**

L'auteur décrit les principaux moyens de protection contre les tensions éléctriques dans les machines à usinage par enlèvement de copeaux.
Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 2, p. 118–124

CONTENTS

DC 621.914.01
Lăzărescu I. and *Pay, E.* : **Contributions to the correlation between the wear of the cutter tooth, the width of milling and the setting angle.**

The results of the theoretic and experimental researches concerning the correlation between the cutter tooth wear, the width of milling and the setting angle are presented.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 69–72

DC 621.914 : 669.14
Deacu, L., Cîmpianu, N., Kovacs, St. and *Ştefănescu, C.* : **The milling at high temperature.**

Some methods for the milling at high temperature of steels made in our country are suggested.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr.2, p. 73–77

DC 621.941 – 233.1 – 752
Dodoc, P. : **Vibration trochoids in the principal shafts of the machine-tools.**

A study is made about the causes of the apparition of the errors generated by the vibrations in the case of the working process by turning.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 78–85

DC 621.923.5.001.5
Fejes, I. and *Ionuţ, V.* : **Contributions to the study of the influence of the kinematic parameters in the cutting process.**

The authors study the influence of the length of the abrasive bar and of the strocke, as well as the influence of the number of rotations and double strockes on the results of the cutting process.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 85–89

DC 621.9 : 681.321
Marcea, N. and *Caşin, C.* : **The production programming in the machine tool construction by means of electronic computers.**

The mathematical modelling of the trimestrial repartition of the output plan in the case of the engine part working for the machine-tool construction is exposed.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 90–94

DC 621.914.31 : 539.56 : 621.91.07
Dodon, E. : **The determination by cutting of the rigidity of the horizontal bracket milling machines.**

A method for the determination by cutting of the rigidity of the bracket horizontal milling machines is presented and the methods of the calculus of the rigidity diagram elements are also given.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 94–98

DC 621.923.048.4 : 621.9.025.7 : 669.018.95
Nichici, A., Popovici, I. and *Gheorghiu, St.* : **Researches on the establishment of the optimum technology of the anodal-mechanical rectification of the plates made of hard metallo-ceramic alloys.**

The optimum conditions for the anodal-mechanical rectification of the plates built of hard metallo-ceramic alloys are established depending on the material of the tool electrode and the relative velocity between the tool and the piece.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 99–104

DC 621.912.3 : 518.4
Kovacs, F., Perju, D. and *Müller, A.* : **Contributions to the cinematic analysis and dimensional synthesis of the III-rd class mechanisms of shaping type.**

A grapho-analytic method for the rapid and precise enough determination of the cinematic parameters in the plane mechanism of the III-rd class is presented.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 105–111

DC 621.9 : 621.822.032
Mustafa, R. M. : **The calculation of the axial hydrostatic supports of the machine-tools.**

The main studies carried out on the problem of the calculation of the axial hydrostatic supports of the machinc-tools are presented.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 112–118

DC 621.91.07 – 783 : 614.825
Georgescu, Gh. : **Considerations about the protection against dangerous touch voltages at the cutting machine-tools.**

The principal means of the protection against dangerous touch voltages at the machine-tools are presented.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 2, p. 118–124

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR * DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Revista
CONSTRUCŢIA
DE MAŞINI
XX

Dialogul autor-cititor, prilejuit de parcurgerea revistei, are un martor care l-a pregătit : redacţia.

Mut în aparenţă — şi uneori nu numai în aparenţă — martorul acesta monologhează înainte de dialog, dar mai ales după. Înainte—ca să încerce o colaborare în vederea unei eventuale îmbunătăţiri a fondului, dar mai ales pentru raţionalizarea formei articolului; după — ca să judece şi să conchidă asupra tehnicii redactării materialelor de informare pentru ingineri.

M-am gîndit că poate nu este lipsit de interes să propun redacţiei publicarea unui material despre...materiale.

Unii (ne-ingineri) afirmă că noi, inginerii, n-am prea fi dotaţi cu darul vorbirii; alţii — că nici rezultatele scrisului nostru nu se bucură de cursivitate, claritate, precizie.

Noi toţi — ingineri şi ne-ingineri — ştim cît de uşor este să scrii „lung" şi cît de greu este să scrii „scurt".

Este absolut necesar ca un material destinat informării inginerilor să fie redactat „scurt". Necesitatea izvorăşte din timpul disponibil limitat pentru informare şi din existenţa unui material imens de informare care trebuie parcurs şi triat în vederea utilizării. Un studiu de acum aproape două decenii al Universităţii din Yale, S.U.A., a înlesnit constatarea că numărul revistelor ştiinţifice se dublează la fiecare 10—15 ani (fig. 1). Ştiţi care este media lunară a articolelor conţinute în revistele tehnice din domeniul construcţiilor de maşini care intră în trei din marile biblioteci din ţara noastră? Nouă sute. Nu continuu prin calcule, deoarece se înţelege şi aşa că rezultatele lor conduc la cunoscuta dificultate de a studia întreaga literatură a specialităţii.

Scrisul scurt pentru ingineri este înlesnit de faptul că în tehnică este posibil ca ideile, informaţiile, rezultatele, concluziile comunicate să fie trecute cît mai mult pe reprezentări : diagrame, grafice, fotografii.

Vechea zicală chinezească „un desen valorează cît o mie de cuvinte" îşi dovedeşte înţelepciunea mai ales în comunicarea gîndirii tehnice.

În adevăr, unele imagini pot înlocui lungi descrieri sau bogate pledoarii. Îmi amintesc că, tînăr student-inginer, comparam tratate de mecanică, rezistenţă sau hidraulică scrise în limbile franceză sau germană. Primele aveau cîte o figură la zece-douăzeci de pagini, celelalte cîte una-două figuri pe pagină.

De prea multe ori lucrările noastre cheltuiesc un mare număr de cuvinte pentru a descrie ceva ce ar fi devenit imediat evident printr-o ilustraţie—desen sau fotografie. Probabil că acest fapt se datorează comodităţii : este mai uşor şi mai rapid să redactezi un text de calcule şi fraze decît unul cu multe figuri. De altfel, la aceasta mai contribuie şi o anumită mentalitate a redacţiilor : prea multe figuri duc la mărirea

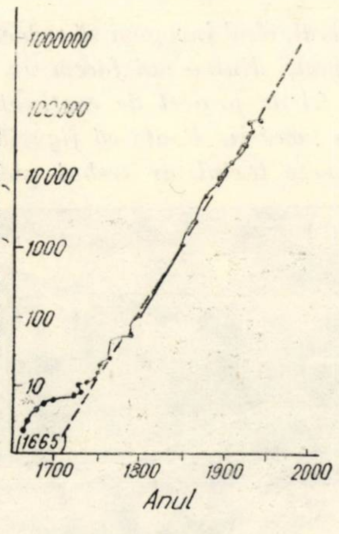


Fig. 1

preţului de cost al paginii tipărite. Cunosc nenumărate cazuri în care redacţiile publicaţiilor tehnice elimină figuri din manuscrise — nenecesare sau numai considerate ca atare. Dar n-am auzit încă de vreo redacţie care să ceară autorului (sau s-o facă singură) introducerea la locul cuvenit a unor figuri şi să mai indice şi structura acestora.

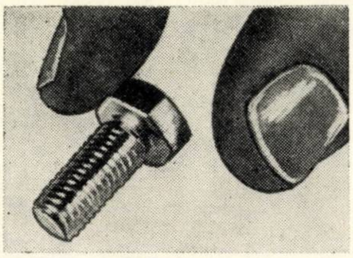


Fig. 2

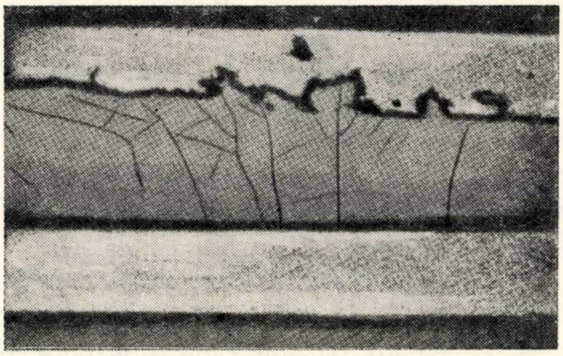


Fig. 3

În general, cînd începem să redactăm o lucrare, cei mai mulţi dintre noi facem un plan scris de idei, un fel de proiect de conţinut, de tablă de materii a lucrării. Poate că figurile care trebuie să ilumineze textul ar trebui plănuite o dată cu schiţa tablei de materii. Fireşte, nu figuri definitive, deoarece, în timpul şi după redactarea textului, numărul, structura şi claritatea figurilor se îmbunătăţesc.

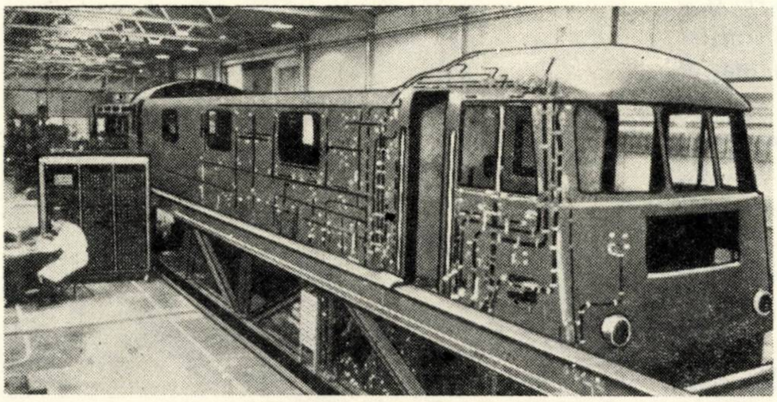


Fig. 4

Veţi spune : muncă suplimentară. Aşa este, dar cît de mult poate cîştiga ţinuta lucrării, scopul său esenţial de a comunica !

Pe mine, mărturisesc că de cele mai multe ori, pe lîngă titlu, figurile m-au ghidat, la o parcurgere rapidă, dacă să citesc sau nu pe îndelete un articol dintr-o revistă. Mai mult : la articolele bine ilustrate, simpla inspecţie şi citire a figurilor mi-au dat posibilitatea de a sesiza mesajul autorilor.

Valorează cît o mie de cuvinte o figură, dar numai dacă este elocventă, clară, uşor de înţeles. Un bun exemplu de figură care poate înlocui mult text este, în general, acela al tipului de desen pentru brevet.

Fotografia poate fi folosită cu succes pentru a informa despre forma exterioară şi mărimea unui obiect (fig. 2). Scara mai poate fi indicată şi prin cuprinderea în fotografie a unui obiect binecunoscut ca mărime, cum este o cutie de chibrituri sau prin asocierea unei rigle gradate. Fotografiile mai pot informa în bune condiţii despre starea suprafeţelor unor piese (fig. 3). De asemenea, fotografia unei instalaţii de încercări sau numai a unei părţi a acesteia poate fi mult mai elocventă decît o schemă, mai ales atunci cînd nu interesează conexiunile, ci mai degrabă volumele, structurile etc. (fig. 4).

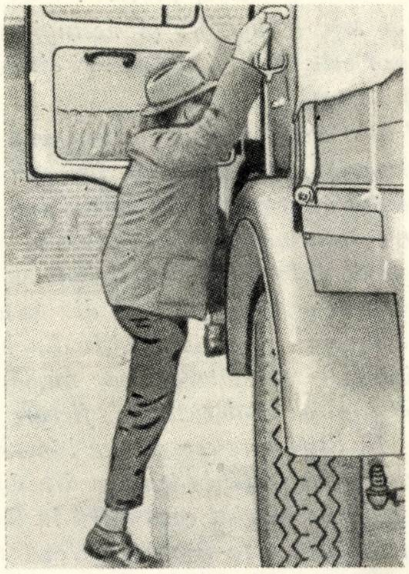


Fig. 5

Performanţele şi calităţile unor produse sînt uneori mai bine şi mai uşor ilustrate de o fotografie decît orice text. Figura 5 arată mai degrabă cum n-ar trebui să fie !

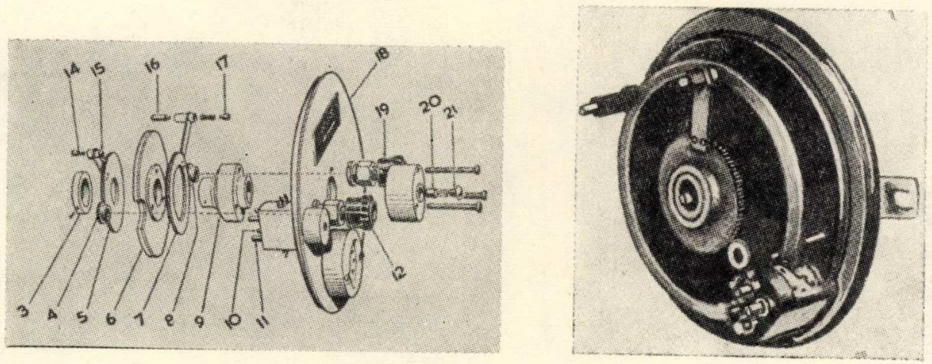

3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
14
15
16
17
18
19
20
21

Fig. 6

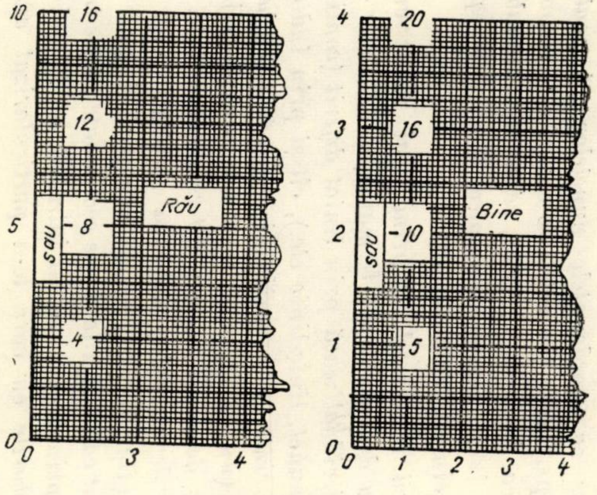


Fig. 7

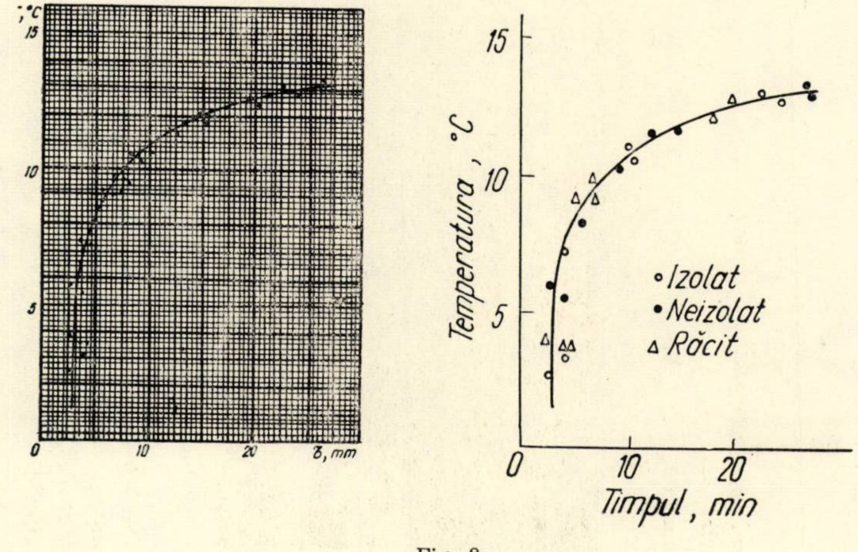


Fig. 8

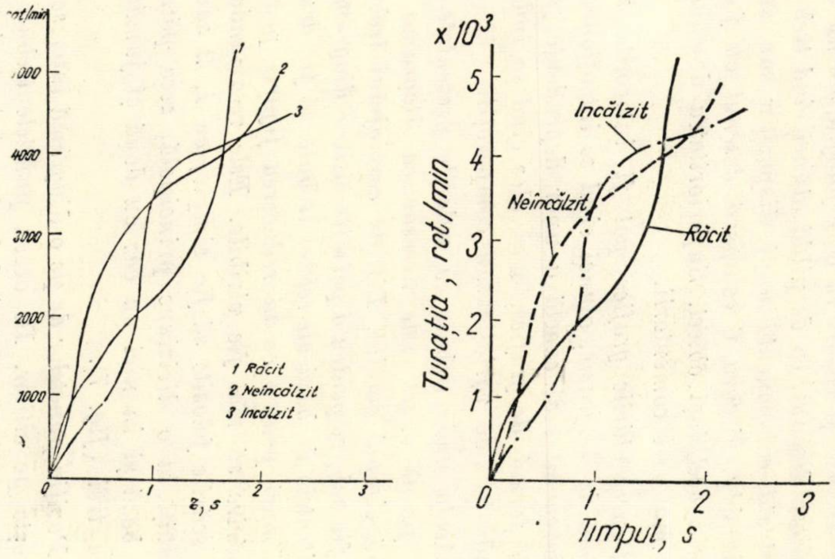


Fig. 9

Sînt însă şi cazuri în care fotografiile nu înlocuiesc desenul, ca de pildă atunci cînd trebuie ilustrată componenţa unui dispozitiv sau subansamblu. Figura 6 compară desenul cu fotografia aceluiaşi obiect. Superioritatea desenului nu mai cere comentarii.

Reprezentările grafice pot fi întocmite sub formă de diagrame, atunci cînd se intenţionează redarea cît mai exactă a unor dependenţe, sau sub formă de grafice, mai ales cînd se indică tendinţele de variaţie sau comparaţii.

Acolo unde trebuie ca valorile prezentate să fie fixate exact este necesar ca diagrama să aibă cîmpul caroiat. Liniile caroiajului trebuie să fie subţiri pentru a permite citirea diagramei. Pătratele de bază ale reţelei trebuie să fie destul de mari pentru ca la reducerea figurii pentru tipărire să mai fie vizibile. Este recomandabil ca scările folosite să fie simple, cu 1, 2 sau 5 unităţi la o diviziune principală, zece pătrate de bază şi în nici un caz cu două şi jumătate sau trei (fig. 7).

Poziţia punctelor de pe o diagramă interesează fireşte pe cititor. De aceea punctele trebuie să fie mari şi să aibă simboluri suficient de distincte ca formă. În general, n-ar trebui să fie necesar ca coordonatele punctelor să poată fi citite pe figură (în astfel de cazuri este recomandabil ca, în locul figurilor, să se prezinte tabele), astfel încît, pentru claritatea diagramei, poate lipsi cîmpul caroiat (fig. 8).

Dacă diagramele cuprind mai multe curbe, acestea din urmă pot fi mai uşor urmărite dacă se individualizează prin liniat diferit (continuu, linie-punct, linie-linie etc.), cît şi prin indicaţia cu cuvinte a semnificaţiei fiecărei curbe în parte (nu cu legendă separată), avînd grijă ca liniile de rapel să nu intersecteze curbele. Un astfel de procedeu duce la rezultate mult mai clare (fig. 9). De cîte ori este posibil, pare mai indicat ca mărimile de pe coordonate să fie transcrise prin denumirea lor întreagă, nu numai prin simbolurile cu care le-a particularizat autorul în text (fig. 8).

Desigur, cu toate măsurile pe care le putem lua pentru ca figurile textului să fie reprezentative, cu toate că o bună figură valorează cît o mie de cuvinte, nici o figură nu poate înlocui cu totul textul, nu poate avea incisivitatea şi subtilitatea unui text bine întocmit. Dar aceasta este o altă problemă.

Ac

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CZ 621.914.01

Contribuţii asupra corelaţiei dintre uzura dintelui frezei, lăţimea de frezare şi unghiul de contact

Prof. Ion LĂZĂRESCU şi Eugen PAY

Cercetări făcute în legătură cu uzura specifică a frezelor arată că aceasta scade cu mărirea lăţimii de frezare t_s şi creşte cu mărirea unghiului de contact ψ — conform diagramelor date în figurile 1 şi 2 [1], cu toate că mărirea unuia din factorii amintiţi implică creşterea celuilalt (fig. 3). Datele existente pînă în prezent în literatură nu înlătură contradicţia ce apare şi nici nu se preocupă de desfăşurarea procesului de uzură produs de cei doi factori. Lucrarea de faţă îşi propune să contribuie la analizarea acestei probleme.

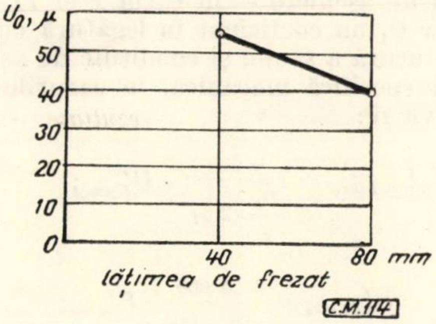


Fig. 1

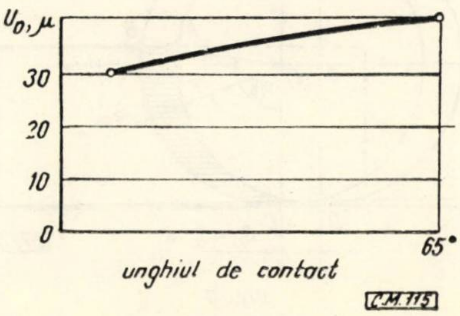


Fig. 2

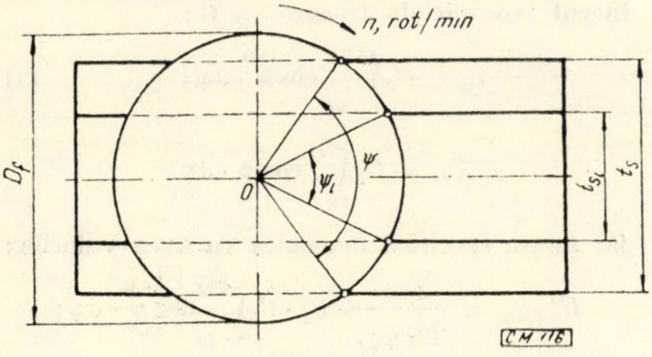


Fig. 3

Pentru scoaterea în evidenţă a influenţei lăţimii de frezare şi unghiului de contact, se va considera uzura specifică a dintelui ca un rezultat al acţiunii a două componente, corespunzătoare aşchierii continue şi discontinue a sculei :

$$U_0 = U_0' + U_0'',$$

în care :

U_0 este uzura specifică totală ;

U_0' — uzura specifică „statică" (datorită aşchierii continue) ;

U_0'' — uzura specifică dinamică (corespunzătoare şocurilor produse la intrarea în material).

De asemenea, se va considera uzura specifică „statică" formată din două componente, corespunzătoare acţiunilor mecanice şi termice :

$$U_0' = U'_{0\,mec} + U'_{0\,term},$$

în care

$U'_{0\,mec}$ este uzura „statică" specifică mecanică (datorită frecărilor) ;

$U'_{0\,term}$ — uzura „statică" specifică termică (corespunzătoare modificărilor structurii materialului sculei, în urma temperaturii dezvoltate în aceasta).

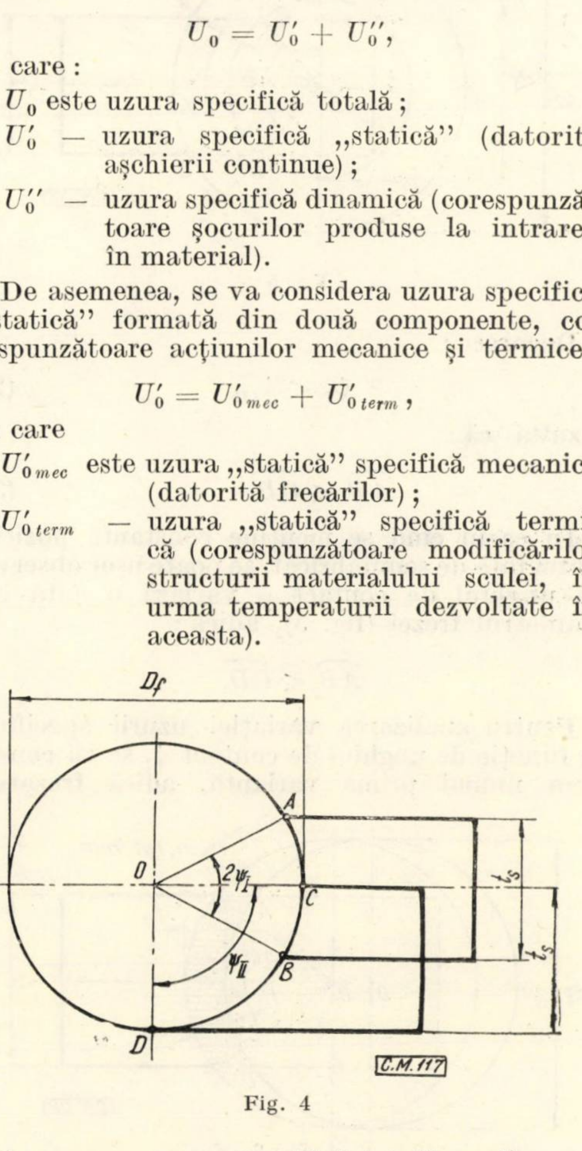


Fig. 4

Ca urmare, uzura specifică totală va fi :

$$U_0' = U'_{0\,mec} + U'_{0\,term} + U_0''. \qquad (1)$$

Considerîndu-se, pentru simplificare, o freză cu un singur dinte ($z = 1$, pentru care $S_d = S$, adică avansul pe dinte este egal cu avansul pe rotaţie), în procesul de frezare centric (fig. 4, sus) şi excentric (fig. 4, jos), se vede că unghiul de contact ψ variază cu poziţia frezei faţă de semifabricat, respectiv :

$$\widehat{AB} = \frac{D_f}{2} \cdot 2\,\psi_I;$$

$$\widehat{CD} = \frac{D_f}{2} \cdot \psi_{II},$$

în care :

D_f este diametrul frezei.

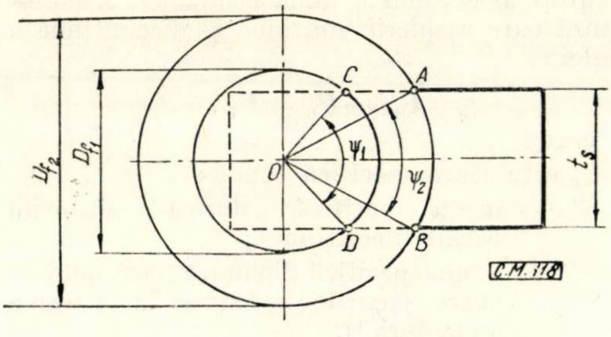


Fig. 5

Deoarece :

$$2\,\psi_I < \psi_{II}, \tag{2}$$

rezultă că :

$$\widehat{AB} < \widehat{CD}. \tag{3}$$

În cazul cînd se menţine constantă poziţia frezei faţă de semifabricat, se poate uşor observa că unghiul de contact ψ variază o dată cu diametrul frezei (fig. 5), adică :

$$\widehat{AB} < \widehat{CD}.$$

Pentru analizarea variaţiei uzurii specifice în funcţie de unghiul de contact ψ, se va considera numai prima variantă, adică frezarea

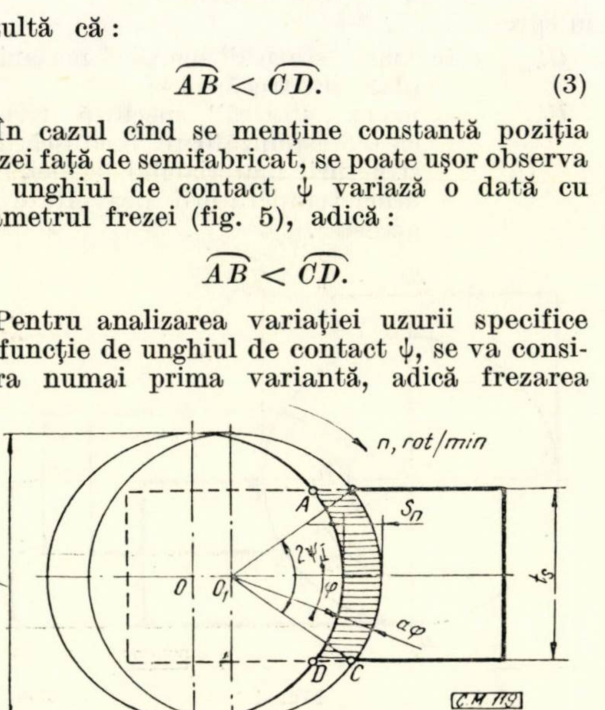


Fig. 6

centrică şi excentrică (varianta a doua reducîndu-se la prima). Se va lua $t_s = \frac{D_f}{2}$, pentru care, la frezarea centrică, rezultă $2\,\psi_I = 60°$ (fig. 6), iar la frezarea excentrică $\psi_{II} = 90°$ (fig. 7),

a. Analiza uzurii „statice"

1. Uzura „statică" mecanică depinde de lucrul mecanic corespunzător forţelor de frecare. Se poate scrie :

$$U_{I,\,II\,mec} = C_1 \cdot L_{I,\,II},$$

în care :

$U_{I,\,II\,mec}$ şi $L_{I,\,II}$ sînt uzura „statică" mecanică, respectiv lucrul mecanic de frecare din procesul de aşchiere — în cazul *I* şi *II* (fig. 6 şi 7), iar C_1 un coeficient în legătură cu rezistenţa la uzură a sculei şi condiţiile de aşchiere.

Uzura specifică mecanică, în cazurile considerate, va fi :

$$U'_{0\,I\,mec} = \frac{1\,000}{\frac{D_f}{2} \cdot 2\,\psi_I} \cdot U'_{I\,mec};$$

$$U'_{0\,II\,mec} = \frac{1\,000}{\frac{D_f}{2} \cdot \psi_{II}} \cdot U'_{II\,mec}.$$

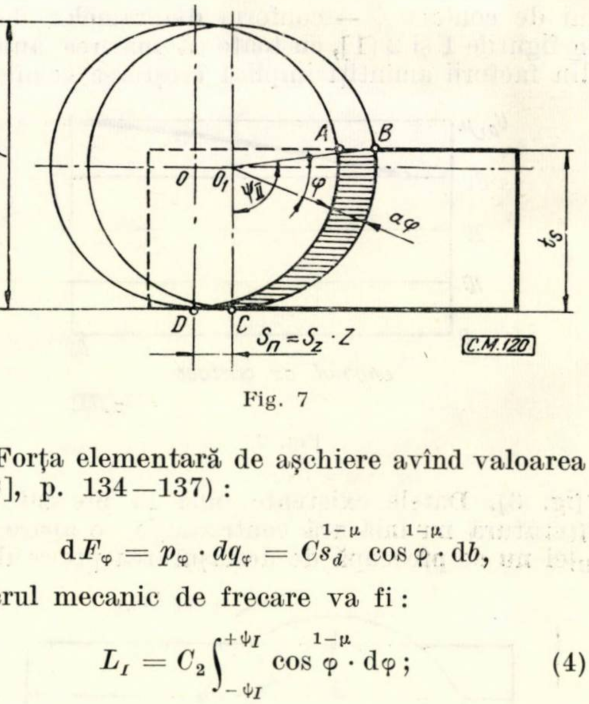


Fig. 7

Forţa elementară de aşchiere avînd valoarea ([2], p. 134—137) :

$$\mathrm{d}F_\varphi = p_\varphi \cdot dq_\varphi = C s_d^{1-\mu} \cos^{1-\mu} \varphi \cdot \mathrm{d}b,$$

lucrul mecanic de frecare va fi :

$$L_I = C_2 \int_{-\psi_I}^{+\psi_I} \cos^{1-\mu} \varphi \cdot \mathrm{d}\varphi; \tag{4}$$

$$L_{II} = C_2 \int_0^{\psi_{II}} \cos^{1-\mu} \varphi \cdot \mathrm{d}\varphi,$$

iar uzura specifică mecanică va avea valorile :

$$U'_{0\,I\,mec} = \frac{1\,000}{\frac{D_f}{2} \cdot 2\,\psi_I} \cdot C_1 \cdot C_2 \int_{-\psi_I}^{+\psi_I} \cos^{1-\mu} \varphi \cdot \mathrm{d}\varphi;$$

$$U_{0\,II\,mec} = \frac{1\,000}{\frac{D_f}{2} \cdot 2\psi_{II}} \cdot C_1 \cdot C_2 \int_0^{\psi_{II}} \cos^{1-\mu} \varphi \cdot \mathrm{d}\varphi,$$

în care:

C_2 este în legătură cu condiţiile de aşchiere, rezistenţa la uzură a sculei etc.

2. Uzura ,,statică'' termică, în cele două cazuri considerate, pentru aceeaşi lăţime de frezare t, se poate lua aproximativ proporţională cu cantitatea de căldură dezvoltată în procesul de aşchiere; în cazul prelucrării fără răcire:

$$U'_{I,\,II\ term} = C_3 \cdot \dot{Q}_{I,\,II} = C_4 \cdot F_{I,\,II} \cdot v,$$

în care:

v este viteza de aşchiere;

$C_{3,4}$ — coeficient în legătură cu rezistenţa la temperatură şi transmiterea căldurii la sculă etc.;

$F_{I,\,II}$ — forţa principală de aşchiere.

Luîndu-se în considerare expresiile (4), se poate scrie:

$$F_{I\,med} = \frac{C_2}{\frac{D_f}{2} \cdot 2\psi_I} \int_{-\psi_I}^{+\psi_I} \cos^{1-\mu}\varphi \cdot d\varphi;$$

$$F_{II\,med} = \frac{C_2}{\frac{D_f}{2} \cdot \psi_{III}} \int_{0}^{\psi_{II}} \cos^{1-\mu}\varphi \cdot d\varphi.$$

Ca urmare, uzura specifică ,,statică'' termică va avea valoarea:

$$U'_{0I\,term} = \frac{1\,000}{\frac{D_f}{2} \cdot 2\,\psi_I}\, C_4 \cdot v\, \frac{C_2}{\frac{D_f}{2} \cdot 2\,\psi_I} \int_{-\psi_I}^{+\psi_I} \cos^{1-\mu}\varphi \cdot d\varphi,$$

$$U_{0\,II\,term} = \frac{1\,000}{\frac{D_f}{2} \cdot \psi_{II}} \cdot C_4 \cdot v\, \frac{C_2}{\frac{D_f}{2} \cdot \psi_{III}} \int_{0}^{\psi_{II}} \cos^{1-\mu}\varphi \cdot d\varphi.$$

b. Determinarea uzurii dinamice

Uzura dinamică specifică se poate lua proporţională cu numărul de contacte ale dintelui frezei cu piesa prelucrată:

$$U''_{0\,I,\,II} = k \cdot n_{I,\,II},$$

în care:

k este un coeficient ce depinde de materialul piesei şi frezei şi de modul de intrare al dintelui frezei în material (acelaşi pentru cele două cazuri), care se aşchiază în sensul avansului;

$n_{I,\,II}$ — numărul de contacte pentru 1 000 m lungime aşchiată şi cu valoarea:

$$n_I = \frac{1\,000}{D_f \cdot \psi_I}; \quad n_{II} = \frac{1\,000}{\frac{D}{2} \cdot \psi_{II}};$$

ca urmare:

$$U''_{0\,I} = k\,\frac{1\,000}{D_f \cdot \psi_I}; \quad U''_{0\,II} = k\,\frac{1\,000}{\frac{D_f}{2} \cdot \psi_{II}} \tag{5}$$

Deoarece:

$$2\,\psi_I < \psi_{II},$$

rezultă că:

$$U''_{0\,II} < U''_{0\,I}\,. \tag{6}$$

Concluzii

Ţinîndu-se seama de (1), (2), (3), (4) şi (5), uzura specifică totală, în cele două cazuri, va fi:

$$U_{0\,I} = U'_{0\,I\,mec} + U'_{0\,I\,term} + U''_{0\,I};$$

$$U_{0\,II} = U'_{0\,II\,mec} + U'_{0\,II\,term} + U''_{0\,II}\,.$$

Tabela 1

Nr.crt.	Unghiul de contact, ψ	Lungimea arcului, mm	Lungimea aşchiată, mm	L_1	L_2	$L_1 - L_2 = U$	U_0, mm/1 000 mm
1	34	30,9	$L = \frac{30{,}9 \cdot 700}{0{,}126} = 17\,200$	10,72	9,34	1,38	0,080
2	41	37,6	20 900	8,07	7,93	0,14	0,0067
3	42,5	38	21 100	8,80	8,62	0,18	0,0085
4	44,5	39,6	22 000	9,95	9,75	0,20	0,0091
5	46	41	22 750	10,25	9,90	0,35	0,0154
6	52	47	26 100	10,50	10,34	0,26	0,0099
7	66,35	60	33 200	10,15	9,93	0,22	0,0066
8				8,83	8,80	0,03	0,0009
9				11,4	11,08	0,32	0,0097
10	34	30,9	17 200	10,78	10,65	0,13	0,0076
11				11,26	10,25	1,01	0,059
12	41	37,6	20 900	9,75	9,39	0,36	0,027

Măsurările s-au efectuat cu microscopul universal pentru scule.

Punîndu-se :

$$U''_{0I} - U''_{0II} = \Delta U''_0 ;$$

$$(U'_{0II\,mec} + U'_{0II\,term}) - (U'_{0I\,mec} + U'_{0I\,term}) = \Delta U'_0,$$

se observă :

1. În cazul cînd $\Delta U'_0 = \Delta U''_0$, uzura specifică totală nu variază cu unghiul de contact ψ, deoarece variația uzurii statice specifice este compensată de variația inversă a uzurii dinamice specifice.

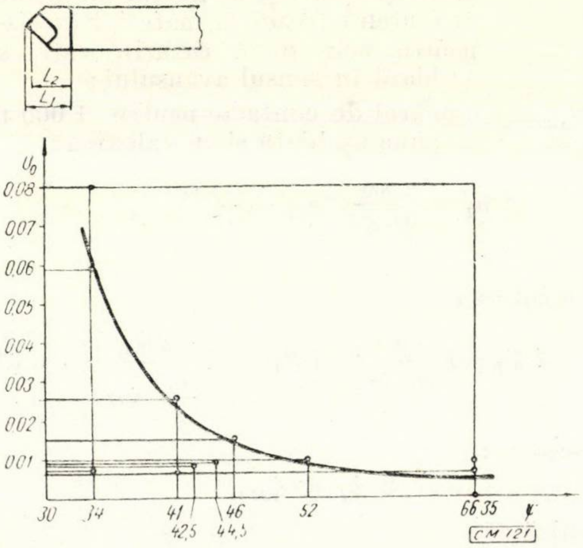


Fig. 8

2. Cînd $\Delta U''_0 > \Delta U'_0$, uzura specifică totală scade cu mărirea unghiului de contact, deoarece uzura specifică dinamică este preponderentă și intervine relația (6).

3. Cînd $\Delta U''_0 < \Delta U'_0$, uzura specifică totală crește cu creșterea unghiului de contact, deoarece uzura statică specifică este preponderentă, ceea ce reprezintă cazul tratat în literatură.

Cele afirmate se verifică și practic. Experiențele făcute cu o freză cu un singur dinte, armat cu o plăcuță BK 6* de formă Ab (STAS 366 – 49) frezîndu-se oțel POLDI 2002, cu duritatea HRC 48 ... 54, la un regim de frezare : $n = 475$ rot/min ; $s = 60$ mm/min și $t = 0{,}8$ mm, au arătat că uzura specifică totală scade cu mărirea unghiului de contact, conform tabelei 1 și diagramei din figura 8.

Scăderea uzurii specifice totale cu creșterea unghiului de contact se vede clar și din compararea fotografiilor date în figurile 9 și 10.

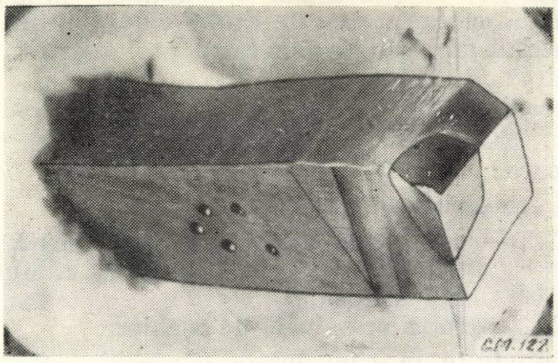


Fig. 9

Experiențele făcute la frezarea aceluiași material, considerîndu-se drumul parcurs de la simplu la dublu, au arătat că uzura totală este mai mică în cazul unghiului de contact mai mare (fig. 9), decît pentru un unghi de contact mai mic (fig. 10).

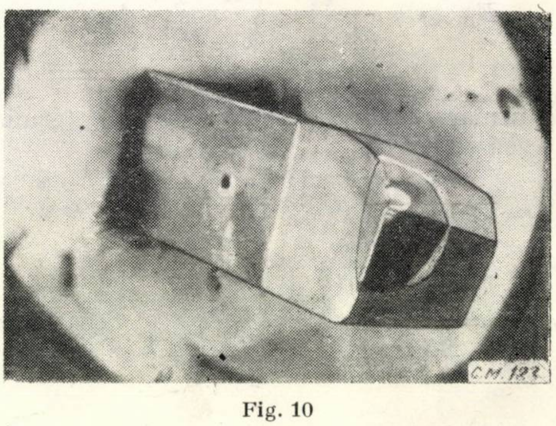


Fig. 10

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x Precizia prelucrării mecanice și metodele pentru mărirea ei. Sub redacția prof. A. P. Sokolovski. București, Editura tehnică, 1954.

[2] *Lăzărescu, D. I.* Teoria așchierii și proiectarea sculelor. București, Editura de stat didactică și pedagogică, 1964.

[3] *Retivîh, Iu. I.* Zubofrezerovanie zakalionîh zubciatîh kolios. În : Stanki i Instrument, nr. 8, 1960.

---

* După recomandările făcute de Iu. I. Retivîh [3].

CZ 621.914 : 669.14

Frezarea la temperatură ridicată

Liviu DEACU, Nicolae CÎMPIANU, Ştefan KOVACS şi Constantin ŞTEFĂNESCU

Problema prelucrării prin aşchiere la temperatură înaltă [1] a început să fie studiată de circa 75 de ani, cînd americanul B.C. Tilghmann brevetează acest procedeu.

S. Taur de la uzinele Krupp a efectuat încercări de prelucrare asupra pieselor provenite de la forjare la temperatura de 1 000° C.

M. Berliner obţine, în anul 1946, un brevet american privind încălzirea prin inducţie, brevet care a fost completat în anul 1949 şi predat firmei ,,Induction Machining Corp.''; prof. dr. ing. Max Kronenberg (S.U.A.) l-a folosit în cadrul studiilor efectuate în 1950 în colaborare cu diferite firme. Au fost efectuate, de asemenea, cercetări de către Krabacher şi Merchant la ,,Cincinnati Milling'' în 1951.

Pe plan mondial s-au efectuat o serie întreagă de cercetări în acest domeniu fără a se ajunge la un grad de generalizare şi concretizare a rezultatelor experimentale pentru a se putea închega o teorie unitară.

Acest procedeu îşi găseşte un real şi vast cîmp de aplicare doar în condiţiile producţiei contemporane, de mare serie şi utilizînd materiale greu prelucrabile.

Actualitatea metodei este determinată de o serie de avantaje, în primul rînd economice [2], deoarece:

— prelucrarea prin aşchiere la cald reduce rezistenţa la forfecare a materialului, micşorează vibraţiile, precum şi cantitatea de energie necesară;

— aşchierea la temperaturi înalte îmbunătăţeşte randamentul de îndepărtare a materialului, reduce forţele exercitate pe sculă, precum şi lucrul mecanic exterior în timpul aşchierii. Strunjirea la temperatura de 480° C a mărit durabilitatea cuţitelor de 5 — 20 ori, iar la frezarea plană la 540° C durabilitatea frezelor a fost de 20 — 100 ori mai mare decît la temperatura ambiantă;

— piesele aşchiate la cald nu prezintă modificări de microstructură; microduritatea lor scade însă cînd se depăşeşte temperatura de înmuiere în timpul prelucrării; adîncimea la care se manifestă efectul depinde de material şi de durata încălzirii;

— calitatea suprafeţelor aşchiate la cald este corespunzătoare şi deformările care apar în timpul prelucrării pot fi eliminate printr-o localizare mai bună a încălzirii;

— la procedeul propus de autori [3] piesa prelucrată se încălzeşte imediat în faţa tăişului sculei.

Rezultatele unor încercări de aşchiere la cald au fost următoarele:

— reducerea forţei de aşchiere cu 40 — 50%;

— reducerea apăsării specifice cu 33 — 66%;

— creşterea durabilităţii sculei, pînă la de 40 de ori;

— reducerea costului prelucrării cu 36%.

Aceste rezultate s-au obţinut în cazul încălzirii unui oţel la 550° C. Procedeul s-a aplicat la strunjirea şi frezarea următoarelor materiale: oţeluri călite, oţeluri inoxidabile şi aliaje refractare.

Procedeul constă în încălzirea prin anumite metode a semifabricatului, la temperaturi în funcţie de compoziţia materialului, valoarea lor maximă fiind condiţionată atît de criteriul de a obţine o valoare redusă a uzurii sculei, cît şi de interesul de a nu prejudicia structura şi proprietăţile fizico-mecanice ale materialului.

În ţară, această problemă a fost cercetată la Institutul politehnic Braşov de către conf. dr. ing. G. Drăghici, de către cercetătorii de la I.C.T.C.M., cum şi în laboratorul T.C.M. din cadrul Institutului politehnic Cluj, cu aplicare la strunjire.

Prezentul articol îşi propune să informeze pe cei interesaţi asupra rezultatelor concrete ale cercetărilor efectuate în laboratorul T.C.M. din cadrul Institutului politehnic-Cluj asupra prelucrării prin aşchiere la temperaturi ridicate, cu aplicare la frezare. Autorii apreciază că concluziile acestor cercetări au un caracter pur aplicativ şi pot constitui o bază de plecare în vederea introducerii pe scară largă a acestui procedeu.

Aportul acestor cercetări constă în faptul că se comunică nu numai consideraţii calitative [2], [3], ci şi rezultate cantitative, utilizabile pentru aplicarea procedeului.

În vederea efectuării cercetărilor experimentale, autorii şi-au propus spre utilizare schema din figura 1, cu ajutorul căreia s-a putut urmări variaţia tuturor parametrilor propuşi.

Această schemă se compune din: subschema pentru încălzirea piesei; subschema pentru măsurarea temperaturii în regim de funcţionare; subschema pentru măsurarea forţei de aşchiere.

Montajul pentru încălzirea piesei este următorul: de la autotransformatorul *9* se alimentează primarul transformatorului *8*, la secundarul căruia se obţine o tensiune de 2,25 V şi o intensitate de 2 000 A. Circuitul se închide prin cablurile de legătură, dispozitivul de încălzire *2* şi piesa *3*, parametrii electrici măsurîndu-se cu ampermetrul *A*, respectiv voltmetrul *V*.

Pentru obţinerea temperaturii dorite în zona de aşchiere, la o adîncime corespunzătoare cu adîncimea secundară de aşchiere, se reglează tensiunea la primarul transformatorului *8*, cu ajutorul autotransformatorului *9*, astfel încît intensitatea curentului din secundarul transformatorului *8* să fie suficientă pentru a obţine temperatura dorită.

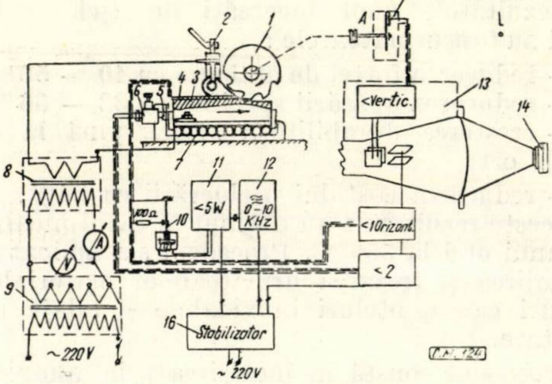


Fig. 1

În vederea măsurării temperaturii în zona de aşchiere s-a utilizat un termocuplu mobil *4*, format din piesa *3* şi un fir de constantan, inserat în piesă la o adîncime corespunzătoare adîncimii secundare de aşchiere. Pentru a putea oscilografia variaţia temperaturii în timpul aşchierii, în circuitul termocuplului s-a introdus un vibrator *10* alimentat de la un generator de medie frecvenţă *12*, prin intermediul unui amplificator *11*, astfel încît semnalul continuu obţinut de la termocuplu să fie transformat în impulsuri introduse în amplificatorul orizontal al oscilografului catodic, putîndu-se astfel ridica oscilograma de variaţie a temperaturii în procesul de aşchiere.

Forţa tangenţială rezultată în procesul de aşchiere pe dintele frezei *1* este preluată de dinamometrul *7* şi transmisă elementului elastic *5*, care acţionează asupra traductorului piezohidraulic *6*, iar semnalul obţinut este transmis la amplificatorul *2* al oscilografului catodic, putîndu-se astfel oscilografia variaţia forţei de aşchiere în timpul frezării.

Pentru realizarea sincronismului între turaţia frezei şi deplasarea spotului pe direcţia orizontală, s-a montat un traductor capacitiv de cursă *15* pe axul frezei.

Experienţele s-au desfăşurat cu ajutorul instalaţiei din figura 2, compusă din: dinamometrul pentru frezare *1*; dispozitivul de încălzire *2*; piesa *3*; cablul de alimentare *4*; freză universală F.U.1 *5*; transformatorul *6*; oscilograful catodic *7*; stabilizatorul de tensiune *8*; autotransformatorul *9*; ultratermostatul *10*.

Prin măsurările efectuate s-a urmărit stabilirea măsurii în care scad forţele de aşchiere, a condiţiilor termice optime pentru aşchiere la temperaturi înalte, precum şi variaţia durabilităţii sculei şi efectele metalografice ca urmare a încălzirii zonei de aşchiere.

Toate experienţele au fost efectuate prin variaţia parametrilor regimului de aşchiere, ca: viteza de aşchiere, adîncimea secundară de aşchiere şi avansul, ceilalţi parametri, ca: geometria sculei, caracteristicile chimice, mecanice şi fizice ale materialului de prelucrat şi materialului sculei, condiţiile de ungere şi răcire a sculelor, fiind menţinute constante,

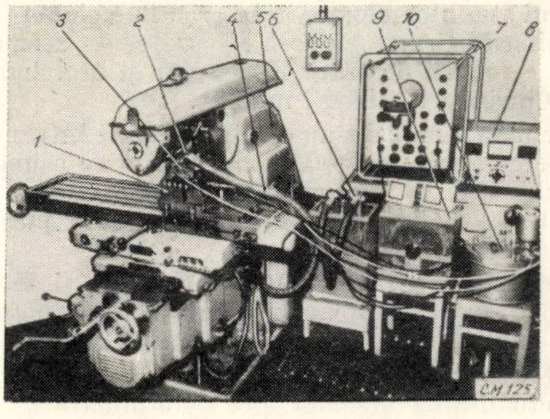


Fig. 2

Experienţele au fost executate pe o freză universală F.U. 1, folosind o freză cilindrică cu dinţi elicoidali STAS 528–49 din oţel rapid, avînd următoarea geometrie:

$$\alpha = 11^\circ\,24'; \; \alpha_n = 11^\circ 50'; \; \gamma = 6^\circ 30';$$

$$\gamma_1 = 20^\circ 30'; \; D = 60 \text{ mm}; \; z = 16.$$

S-a utilizat materialul OL 50 STAS 500–49 cu următoarea compoziţie chimică: C 0,28 – 0,37% şi Si 0,12 – 0,37%, cu $\sigma_r = 58 - 62$ kgf/mm² şi HB = 145 – 180.

Epruvetele pe care s-au efectuat experienţele au fost de 120 × 70 × 10 mm.

Cu ajutorul instalaţiei experimentale (fig. 2) s-au obţinut oscilograme ca cele din figurile 3 şi 4 (partea dreaptă a figurilor 3 şi 4 corespunde porţiunii de etalonare) în condiţiile: $v = 44{,}4$ m/min; $n = 235$ rot/min; $t = 1{,}5$ mm; $t_s = 1{,}5$ mm; $s = 0{,}12$ mm/rot. În figura 3 se redau variaţiile forţei de aşchiere pe dintele frezei şi ale temperaturii în zona de aşchiere, fără încălzire, cu regimul menţionat. Figura 4 reprezintă aceiaşi parametri cu deosebirea că, în acest caz, frezarea a avut loc cu preîncălzire la temperatura de 500° C (frecvența oscilațiilor temperaturii diferă de cea a forței datorită intercalării vibratorului din figura 1, poziția *10*).

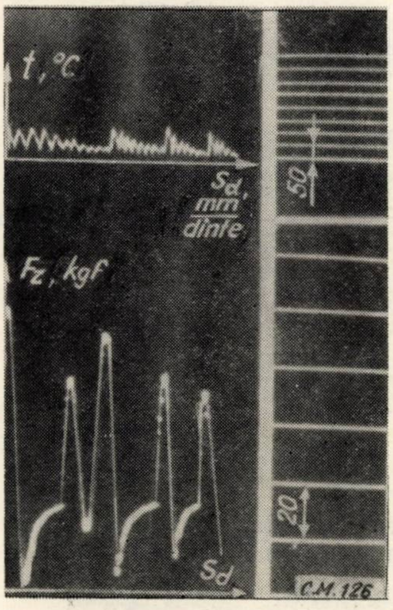


Fig. 3

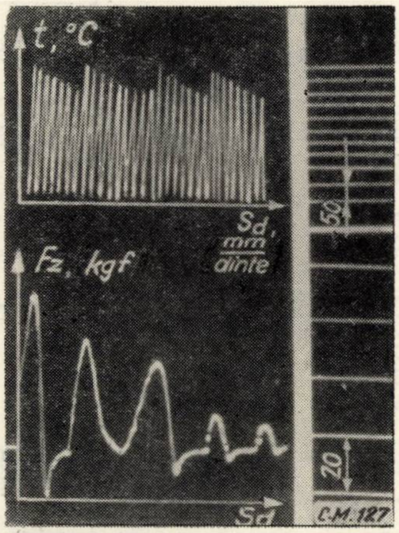


Fig. 4

Prin compararea celor două oscilograme din figurile 4 și 3 se poate trage concluzia că, prin încălzirea zonei de așchiere la 500° C, forța de așchiere s-a redus de la 80 kgf, în cazul prelucrării la rece, la 45 kgf, în cazul prelucrării la temperatura de 500° C.

Pentru a stabili influența parametrilor regimului de așchiere, în cazul prelucrării la temperatură ridicată, asupra durabilității sculei, au fost ridicate, în urma experiențelor desfășurate cu instalația descrisă, diagramele (în coordonate dublu logaritmice) din figura 5, pentru $F_z = f\,(v, t°)$, din figura 6, pentru $F_z = f\,(s, t°)$, și din figura 7 pentru $F_z = f\,(t_s, t°)$, corespunzătoare temperaturilor de 20° C, 350° C, 420° C și 550° C.

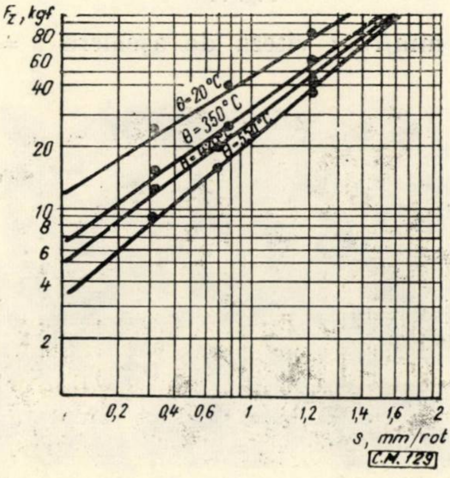


Fig. 6

În scopul determinării variației durabilității sculei în cazul prelucrării la aceste temperaturi, s-a considerat drept criteriu de uzură o lățime uzată de 0,01 mm a fațetei de pe fața de așezare, a dintelui frezei.

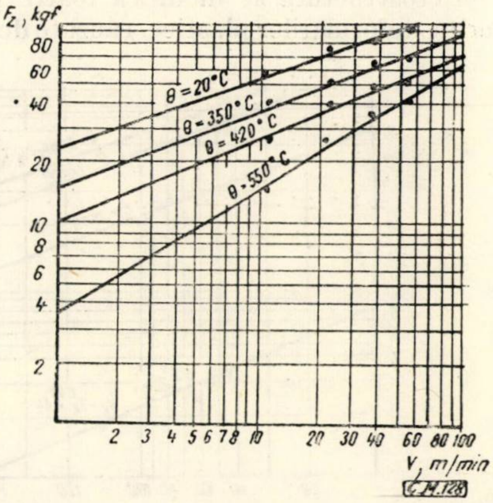


Fig. 5

Pentru această uzură limită considerată, s-au ridicat diagramele din figura *8*, pentru $T = f\,(v, t°)$, din figura 9, pentru $T = f\,(s, t°)$, și din figura 10, pentru $T = f\,(t_s, t°)$.

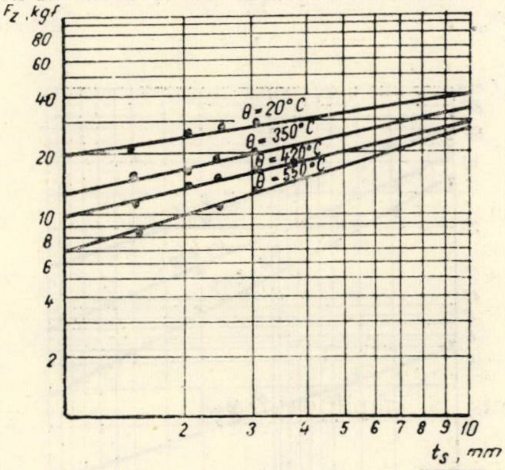


Fig. 7

În urma acestor experiențe s-au putut determina valorile exponenților și ale constantei C_h din formula 1 (fig. 8):

$$V_h \cdot T_h^x = C_h\,. \qquad (1)$$

Comparînd figura 11, care reprezintă microstructura la temperatura obişnuită a suprafeţei aşchiate, cu figura 12, care reprezintă microstructura suprafeţei aşchiate la temperatura de 550° C, se poate trage următoarea concluzie :

Microstructura se modifică foarte puţin datorită deformărilor plastice, cauzate de ridicarea temperaturii, cristalele de ferită fiind puţin alungite faţă de prelucrarea la rece. Se poate deci considera că prin încălzire la 550° C nu se produc modificări structurale deosebite.

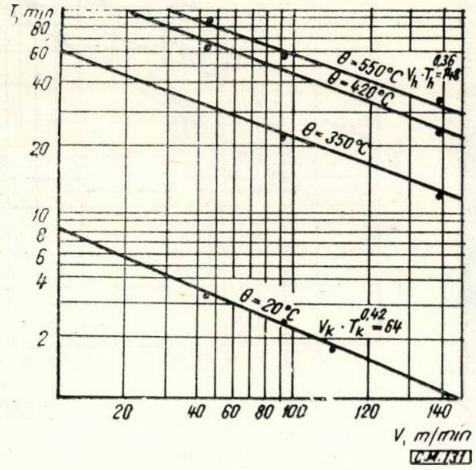


Fig. 8

Din cele descrise anterior reiese că, în ipoteza respectării durabilităţii iniţiale T, se poate intensifica regimul de aşchiere în medie cu 45 %.

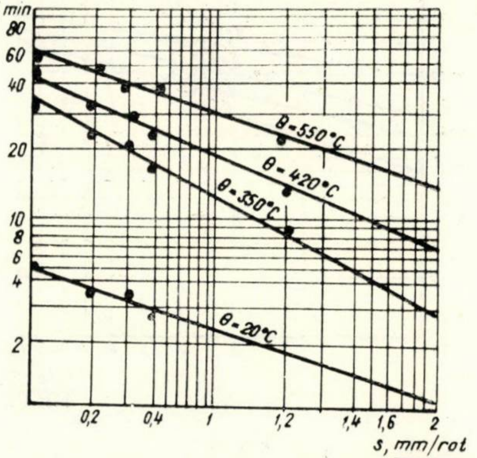


Fig. 9

Va trebui să se studieze, în continuare, ce efecte se produc prin această încălzire asupra diferitelor organe ale maşinii-unelte,

Pentru a calcula creşterea productivităţii prin aplicarea acestei metode de prelucrare se consideră : materialul piesei oţel cu $\sigma_r = 60$

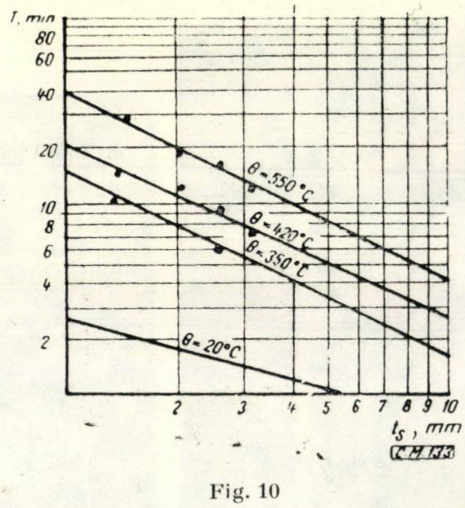


Fig. 10

kgf/cm²; adîncimea secundară $t_s = 1{,}5$ mm; adîncimea principală $t = 10$ mm; avansul $s = 0{,}12$ mm/rot; viteza de aşchiere $v = 44{,}4$ m/min.

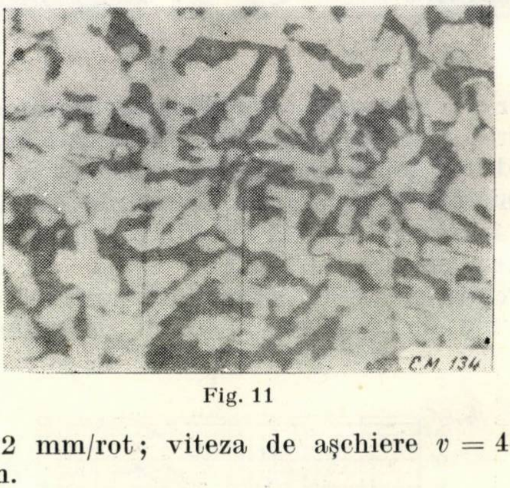


Fig. 11

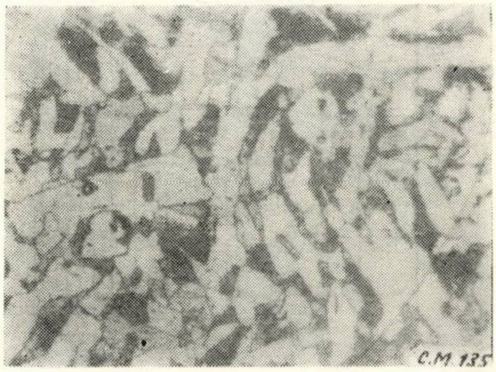


Fig. 12

Pentru frezarea la 20° C forţa de aşchiere [4] este :

$$F_z = C_F \cdot t \cdot s_d \cdot D^{-q} z, \text{ kgf};$$

$$F_z = 68{,}2 \cdot 10 \cdot 0{,}12^{0{,}72} \cdot 1{,}5^{0{,}86} \cdot 60^{-0{,}83} \cdot 16 = 73{,}\ 89 \text{ kgf}.$$

Deoarece forţele se reduc cu 45% se poate aplica un regim mai intens corespunzător forţei $F_z = 107{,}09$ kgf.

Folosind aceiaşi coeficienţi (ceea ce nu implică o eroare prea mare) şi modificînd sau adîncimea secundară de aşchiere care va fi :

$$t_{s_1} = \sqrt{\frac{F_z \cdot D^{q_F}}{C_F \cdot t \cdot s_d \cdot z}} = \sqrt{\frac{107{,}09.60^{\,0{,}83}}{68{,}2 \cdot 10 \cdot 0{,}12^{0{,}72}\, 16}} =$$

$$= 2{,}15 \text{ mm}$$

sau avansul, la valoarea :

$$s_{d_1} = \sqrt{\frac{F_z \cdot D^{q_F}}{C_F \cdot t \cdot t_s \cdot z}} = \sqrt{\frac{107{,}09 \cdot 60^{\,0{,}83}}{68{,}2 \cdot 10 \cdot 1{,}90^{\,0{,}86}\, 16}} =$$

$$= 0{,}18 \text{ mm/rot},$$

forţa de aşchiere pentru toate cele trei cazuri rămîne constantă. Volumul de aşchii pe minut va fi însă diferit :

$$V_1 = s \cdot t_s \cdot V = 28{,}2 \cdot 0{,}444 \cdot 1{,}5 \cong 152 \text{ mm}^3/\text{min};$$

$$V_2 = s \cdot t_{s_1} \cdot V = 28{,}2 \cdot 0{,}444 \cdot 2{,}15 = 271 \text{ mm}^3/\text{min};$$

$$V_3 = s_1 \cdot t_s \cdot V = 42{,}3 \cdot 0{,}444 \cdot 1{,}5 = 281 \text{ mm}^3/\text{min}.$$

Cantitatea de aşchii obţinută prin metoda aşchierii la temperaturi înalte, în cazul măririi adîncimii secundare de aşchiere, creşte cu :

$$i_v = 100\,\frac{V_2 - V_1}{V_1} = 100 \cdot \frac{271 - 152}{152} = 79\%,$$

iar în cazul măririi avansului, cu :

$$i_v = 100\,\frac{V_2 - V_1}{V_1} = 100 \cdot \frac{281 - 152}{152} = 85\%.$$

Respectînd durabilitatea sculei, ca şi în cazul frezării normale, reiese în mod destul de explicit oportunitatea metodei.

Concluzii. Rezultatele obţinute nu sînt suficiente pentru a se trage concluzii generale asupra acestei metode de prelucrare, urmînd să se execute încă multe încercări pe diferite materiale şi cu diferite scule, la diferite temperaturi.

Rezultatele obţinute în cursul experienţelor, după cum rezultă din diagramele de variaţie a forţei de aşchiere în funcţie de viteza de aşchiere, adîncimea secundară de aşchiere şi avans, precum şi din oscilogramele din figurile 3 şi 4, dovedesc că forţa de aşchiere în cazul prelucrării la 550° C scade cu 45% faţă de prelucrarea la 20° C.

Durabilitatea sculei aşchietoare după cum rezultă din diagramele $T = f\,(v)$; $T = f(s)$; $T = f(t_s)$ creşte de 30 de ori prin prelucrarea la 550° C faţă de prelucrarea la 20° C.

În ceea ce priveşte microstructura, în cazul prelucrării la cald trebuie să se ţină seamă că, dacă materialului care se prelucrează i s-a aplicat un tratament termic, pentru a nu avea modificări structurale, temperatura maximă la care trebuie să se aplice prelucrarea la cald urmează să fie cu 30 — 50° C mai mică decît temperatura la care s-a lucrat pentru ultimul tratament termic ;

— dacă inerţia termică a sursei de căldură ar putea fi reglată în aşa fel încît să se încălzească numai adîncimea care se aşchiază, atunci cu siguranţă nu s-ar obţine nici o modificare structurală, dar acest lucru este foarte greu de realizat.

Din cele arătate pînă în prezent rezultă că prelucrarea prin aşchiere la temperaturi înalte este o metodă avantajoasă şi economică, în special în cazul materialelor foarte dure.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kronenberg, M.* În : Microtehnic, 20, nr. 1, 1966.

[2] *Pentland, W., Mehl. C. L., Wennberg, I. R.* În : Amer. mach. (S. U. A.), 104, nr. 14, 11 iul 1960.

[3] *Irving, D.* În : Schleif und Poliertechnik (R. F. G.), 3 mart 1965.

[4] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Ed. did. şi pedag., 1964.

CZ 621.941 – 233.1 – 752

Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte (I)

Dr. ing. Petre DODOC

La baza acestei lucrări stă disertaţia autorului [1] a cărei esenţă constituie o încercare de explicare precisă a apariţiei erorilor de prelucrare cauzate de vibraţiile sistemului „cuţit — piesă — dispozitiv de prindere a piesei — maşină-unealtă" la strunjire.

Atît maşinilor-unelte, cît şi sculelor aşchietoare, le-au fost dedicate pînă în prezent nenumărate lucrări de cercetare.

Dispozitivele de prindere, din contră, au fost studiate numai sub puţine aspecte. Aşa de exemplu, Warnecke [2], Sundermann [3], Pahlitzsch şi Hellwig [4], pornind de la sarcinile dispozitivelor de prindere (centrarea, sprijinirea şi antrenarea) au tratat numai aspecte ca precizia de centrare, forţa de strîngere sau rigiditatea dispozitivelor de prindere a piesei.

Cîteva puţine influenţe dinamice ale dispozitivelor de prindere asupra preciziei de prelucrare la strunjire au fost menţionate de Berthold şi Bahmann [5] şi Dchang [6].

Contribuţii la studiul influenţei mişcărilor perturbatoare dintre piesă şi sculă asupra preciziei de prelucrare la strunjire au fost aduse printre alţii de Wetzel [7], Eisele şi Griffin [8] şi Bahmann [9].

Cauzele, felul şi forma acestor mişcări perturbatoare, ca şi mecanismul transmiterii acestor mişcări la suprafaţa piesei, nu au fost însă pînă acum lămurite în mod complet şi satisfăcător.

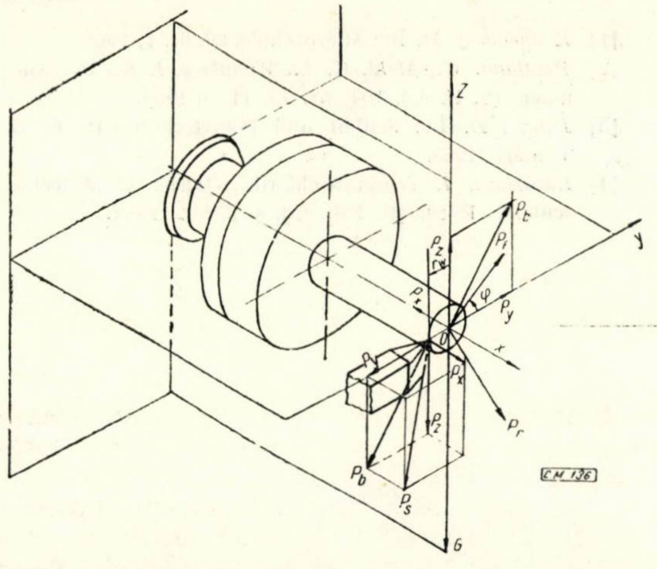
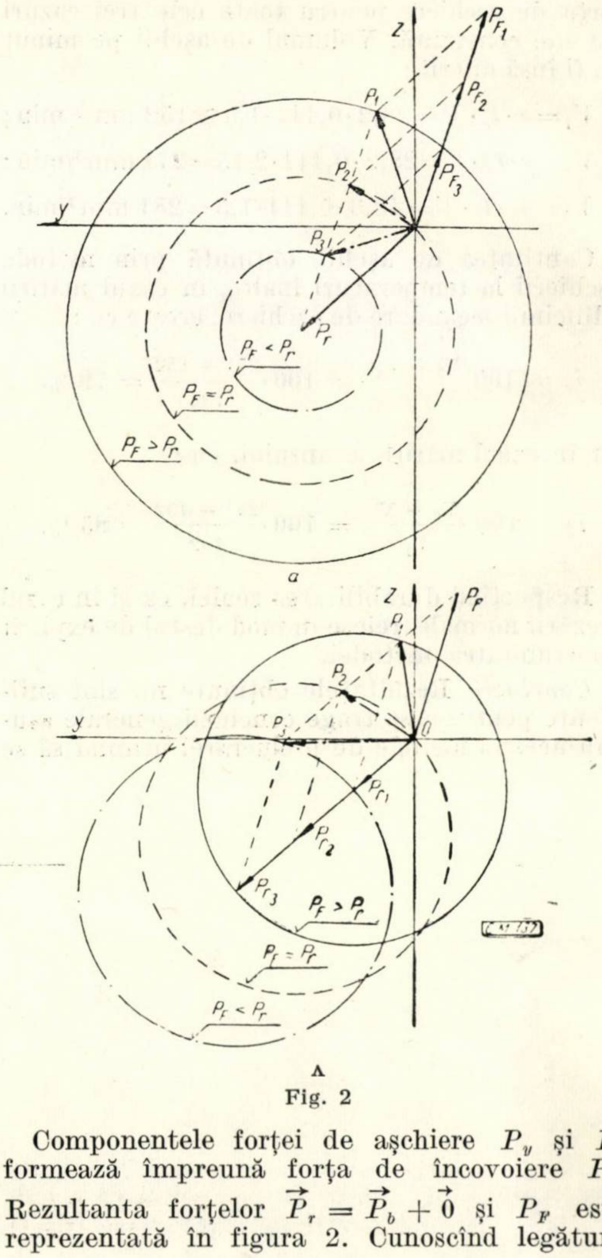


Fig. 1

În lucrarea de faţă autorul îşi propune să trateze problema: ce fel de vibraţii apar în susnumitul sistem şi care sînt cauzele lor.

Cauzele apariţiei vibraţiilor la strunjire trebuie căutate în diferitele forţe care acţionează asupra sistemului vibrator. Figura 1 reprezintă, de exemplu, o piesă fixată în universal. În planul perpendicular pe axa geometrică ideală (virtuală) Ox, în care se află locul de contact între piesă şi sculă, acţionează următoarele forţe: componentele P_x, P_y şi P_z ale forţei de aşchiere P_s, greutatea elementelor în rotaţie „piesă-universal-ax principal" (G) redusă în punctul de contact 0, precum şi forţa centrifugă P_F redusă de asemenea în punctul 0.



a

A

Fig. 2

Componentele forţei de aşchiere P_y şi P_z formează împreună forţa de încovoiere P_b. Rezultanta forţelor $\vec{P}_r = \vec{P}_b + \vec{0}$ şi P_F este reprezentată în figura 2. Cunoscînd legătura dintre forţă şi deformaţie se pot trage concluzii asupra poziţiei axei de rotaţie a piesei.

Cercetările au fost efectuate pe un strung de tip DZ 450 fabricat de VEB Grossdrehmaschinenbau „8 Mai'' Karl-Marx-Stadt (fig. 3) care posedă lagăre cu rulmenţi pentru axul principal la care fixarea universalului se face pe con scurt conform DIN 55022 cu ajutorul unei şaibe baionetă. Piesa s-a prins în universal.

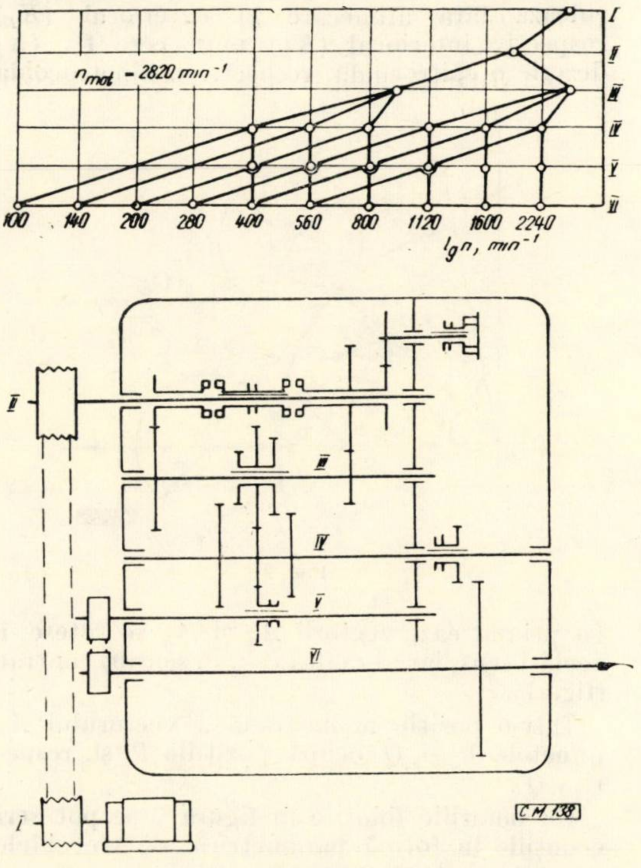


Fig. 3

Pentru cercetări s-a determinat parţial comportarea statică şi dinamică a maşinii.

Pentru sistemul vibrator maşină-unealtă — dispozitiv de prindere a piesei — piesă se admite următorul model simplificat :

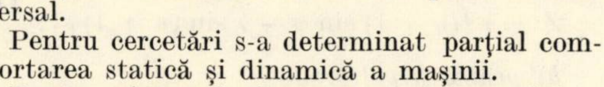


Fig. 4

Elementele în rotaţie (ax principal — dispozitiv de prindere — piesă) se reprezintă ca o bară continuă de rigiditate finită, fără masă (fig.4). O masă punctiformă, a cărei mărime nu are importanţă pentru consideraţiile calitative ce urmează, este considerată la locul de contact dintre piesă şi sculă. Poziţia masei în mişcare, masă care se poate deplasa oricum în planul *yoz*, este determinată prin cele două coordonate în planul *yoz* (fig. 1) ; se consideră deci că sistemul are două grade de libertate. Lagărele axului principal se consideră ca arcuri cu caracteristici liniare. Rigiditatea sistemului este egală în orice direcţie în raport cu axa virtuală *ox* (izotrop).

Cercetarea teoretică a formelor de mişcare a axei de rotaţie a piesei

În general se poate admite că la un sistem vibrator liniar toate vibraţiile produse prin diferite excitaţii se însumează, independent de direcţiile de vibrare şi de frecvenţe.

În cazul de faţă, fiind vorba de o masă vibratoare într-un plan, sînt valabile următoarele legi :

a) O forţă statică (mărime şi direcţie constante) provoacă o deplasare statică. Ea modifică numai poziţia de zero a vibratorului, nu are însă nici o influenţă asupra mişcărilor (fig. 2, *a* şi 2, *b*), în măsura în care în lagăre nu apare joc.

b) O forţă de mărime constantă P_F care se roteşte cu viteză unghiulară constantă provoacă o vibraţie circulară, adică în două direcţii perpendiculare una pe alta apar vibraţii forţate, de amplitudini şi frecvenţe egale, dar defazate cu $\pi/2$, corespunzător componentelor forţei (fig. 5).

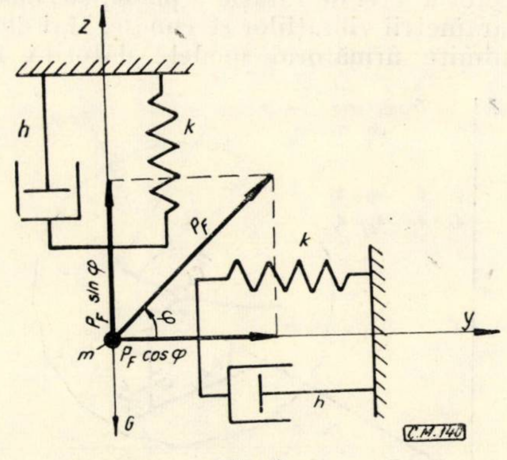


Fig. 5

c) Dacă într-o anumită direcţie apare o excitaţie armonică, sistemul răspunde cu o vibraţie de aceeaşi frecvenţă în direcţia corespunzătoare.

d) La apariţia unor excitaţii armonice în diferite direcţii, cu orice defazaj reciproc, sistemul vibrator descrie în cazul cel mai general o elipsă. Se arată cu aceasta că punctele b și c reprezintă cazuri particulare ale punctului d.

e) La excitații armonice de diferite frecvențe în diferite direcții, cu orice defazaj reciproc, este avantajos să se analizeze mai întîi mișcările vibratorului datorită excitațiilor de aceeași frecvență și apoi să se facă suprapunerea lor.

Pe baza acestor reprezentări se pot face următoarele afirmații asupra mișcărilor posibile ale axei de rotație a piesei :

a) Greutatea proprie a elementelor în rotație și partea statică a forței de așchiere nu influențează mișcarea axei de rotație a piesei, ci doar poziția ei de zero.

b) Vectorul rotitor al forței centrifuge, care posedă o mărime constantă atît timp cît centrul de greutate nu-și schimbă distanța față de axa reală de rotație, produce o vibrație circulară a axei de rotație a piesei. Deoarece în practică există întotdeauna o dezechilibrare a sistemului, este de așteptat ca o astfel de vibrație de amplitudine A_n și de frecvență $f_n = n/60$ să apară mereu.

c) Toate celelalte excitații, indiferent de natura lor (de exemplu prin : lagăre cu rulmenți, dezechilibrări ale axelor în rotație, șocuri în angrenarea roților dințate, autooscilații prin forțele de așchiere, excitații exterioare sau șocuri, vibrațiile fundațiilor etc.) pot provoca numai vibrații eliptice, respectiv vibrații circulare sau translatorice.

Pentru a determina vibrația rezultantă, adică traiectoria axei de rotație a piesei, se consideră că parametrii vibrațiilor se cunosc. Mai departe se admite următorul model : datorită forței centrifuge P_F axa de rotație a piesei O_d suferă o deplasare dinamică, descriind un cerc cu raza A_n, adică ia naștere o vibrație circulară de amplitudine A_n și de frecvență f_n. În timp ce vectorul amplitudine A_n se rotește cu frecvența f_n, axa de rotație a piesei vibrează translatoric, circular sau eliptic cu amplitudinea A_E și cu frecvența $f_E > f_n$ în jurul vîrfului vectorului A_n.

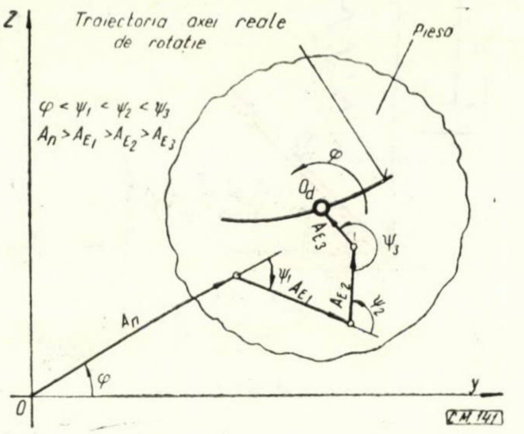

Z
Traiectoria axei reale de rotație
Piesa
$\varphi < \psi_1 < \psi_2 < \psi_3$
$A_n > A_{E_1} > A_{E_2} > A_{E_3}$
φ
O_d
A_{E3}
ψ_3
ψ_1
A_{E_1}
A_{E_2}
ψ_2
A_n
φ
O
y
CM 141

Fig. 6

Dacă există mai multe vibrații cu amplitudinile A_{E1}, A_{E2}, A_{E3}... și respectiv cu frecvențele f_{E1}, f_{E2}, f_{E3}... în care $f_{E1} < f_{E2} < f_{E3}$, fiecare din acestea vibrează cu frecvența respectivă în jurul vîrfului celuilalt (fig. 6).

Se știe că fiecare punct al unui cerc care rulează fără alunecare în exteriorul (K_E), respectiv interiorul (K_H) unui cerc fix (K), descrie o epitrocoidă, respectiv o hipotrocoidă.

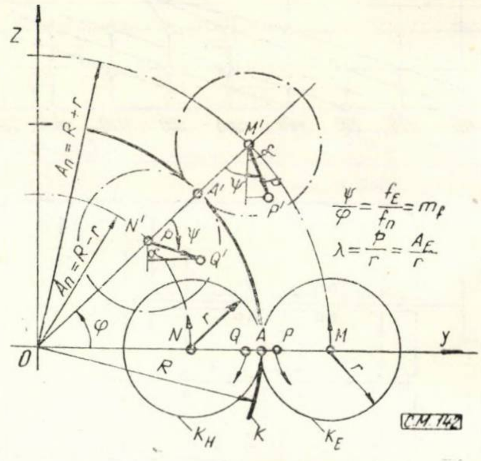


Fig. 7

În primul caz, vectorii A_n și A_E se rotesc în același sens, iar al doilea caz, în sensuri contrare (fig. 7).

Într-o poziție momentană a vectorului A_n, punctele P și Q ocupă pozițiile P' și, respectiv, Q'.

Cu notațiile folosite în figura 7 se pot scrie ecuațiile în formă parametrică ale trocoidelor geometrice după cum urmează :

a) pentru epitrocoide

$$\begin{aligned} Y &= r\,[(n+1)\cos\varphi - \lambda\cos(n+1)\varphi]\,; \\ Z &= r\,[(n+1)\sin\varphi - \lambda\sin(n+1)\varphi]\,; \end{aligned} \tag{1a}$$

b) pentru hipotrocoide

$$\begin{aligned} Y &= r\,[(n-1)\cos\varphi + \lambda\cos(n-1)\,\varphi]\,; \\ Z &= r\,[(n-1)\sin\varphi - \lambda\sin(n-1)\,\varphi], \end{aligned} \tag{1b}$$

unde $n = R/r$ reprezintă numărul de bucle, de ramuri sau de maxime ale trocoidelor, iar $\lambda = p/r$.

Forma trocoidei depinde de raporturile n și λ. Dacă n este număr întreg, traiectoria constă din n bucle, ramuri sau maxime. La rapoarte raționale, buclele se suprapun una pe alta și, după un număr finit de rotații, revin în poziția inițială.

La rapoarte iraționale, numărul de bucle este infinit și punctele P' și Q' nu mai revin în cele inițiale, adică curba nu se mai închide. În primele două cazuri mișcarea este periodică, pe cînd în al treilea, nu.

Din figura 7 rezultă :

$$A_n = R + r \text{ pentru epitrocoide;}$$
$$A_n = R - r \text{ pentru hipotrocoide;} \qquad (2)$$
$$A_E = p = \lambda . r \text{ pentru epi- şi hipotrocoide.}$$

Este vorba de trocoide scurtate pentru $\lambda < 1$, ordinare pentru $\lambda = 1$ şi alungite pentru $\lambda > 1$.

Deoarece unghiul ψ al vectorului A_E se măsoară în raport cu direcţia variabilă a vectorului A_n, se poate scrie :

$$\pm \psi = \varphi\left(1 \pm \frac{R}{r}\right) = \varphi\,(1 \pm n)$$

sau :

$$\pm \frac{\psi}{\varphi} = \pm \frac{f_E}{f_n} = 1 \pm \frac{R}{r} = 1 \pm n = \pm m_f. \qquad (3)$$

În ecuaţia (3) semnul plus este pentru epitrocoide, iar semnul minus, pentru hipotrocoide. În primul caz vectorii au acelaşi sens, în al doilea, sensuri contrarii.

Din ecuaţia (3) rezultă :

$$m_f = n_E + 1 \text{ pentru epitrocoide} \qquad (4a)$$

şi

$$m_f = n_H - 1 \text{ pentru hipotrocoide.} \qquad (4b)$$

Ţinînd seamă de ecuaţiile (2), (3) şi (4) se poate scrie :

$$n_E = \frac{R}{r} = \frac{A_n - r}{r} = \lambda \frac{A_n}{A_E} - 1 = m_f - 1\,; \qquad (5a)$$

$$n_H = \frac{R}{r} = \frac{A_n + r}{r} = \lambda \frac{A_n}{A_E} + 1 = m_f + 1. \qquad (5b)$$

Din ecuaţia (5) rezultă că, atît pentru epitrocoide, cît şi pentru hipotrocoide, raportul frecvenţelor este acelaşi :

$$m_f = \lambda \frac{A_n}{A_E} = \frac{f_E}{f_n}. \qquad (6)$$

Mai departe se scrie raportul frecvenţelor sub forma :

$$m_f = m_{fg} + m_{fu}, \qquad (7)$$

unde :

m_{fg} este număr întreg (1, 2, 3 . . .) ;

m_{fu} — număr zecimal.

Este evident că partea zecimală a raportului frecvenţelor nu poate lua decît următoarele valori :

$$m_{fu} = \pm\,(0{,}0 \ldots 0{,}5). \qquad (8)$$

Notînd cu :

$$m_A = \frac{A_E}{A_n} \text{ — raportul amplitudinilor,} \qquad (9)$$

se obţine :

$$m_A\, m_f = \lambda. \qquad (10)$$

Ecuaţiile trocoidelor (geometrice) pot fi acum exprimate în funcţie de parametrii vibraţiilor :

a) *pentru epitrocoide*

$$\begin{aligned} Y &= A_n\,(\cos\varphi - m_A \cos m_f\,\varphi)\,; \\ Z &= A_n\,(\sin\varphi - m_A \sin m_f\,\varphi)\,; \end{aligned} \qquad (11a)$$

b) *pentru hipotrocoide*

$$\begin{aligned} Y &= A_n\,(\cos\varphi + m_A \cos m_f\,\varphi)\,; \\ Z &= A_n\,(\sin\varphi - m_A \sin m_f\,\varphi). \end{aligned} \qquad (11b)$$

Aceste trocoide vor fi numite mai departe trocoide de vibraţii circulare.

Influenţa rapoartelor amplitudinilor m_A şi frecvenţelor m_f asupra formei acestor trocoide va fi ilustrată cu cîteva exemple.

Pentru $m_f = 1$ şi $m_A \lesseqgtr 1$, însă diferit de zero, rezultă ecuaţiile traiectoriei axei de rotaţie a piesei şi numărul de maxime al acesteia, după cum urmează :

a) *pentru epitrocoide*

$$\begin{aligned} Y^2 + Z^2 - (A_n - A_E)^2 &= 0\,; \\ n_E &= 0\,; \end{aligned} \qquad (12a)$$

b) *pentru hipotrocoide*

$$\begin{aligned} \frac{Y^2}{(A_n + A_E)^2} + \frac{Z^2}{(A_n - A_E)^2} - 1 &= 0\,; \\ n_H &= 2. \end{aligned} \qquad (12b)$$

Pentru $n_E = 0$ apare aşadar un cerc (fig. 8,*a*) în timp ce pentru $n_H = 2$, o elipsă (fig. 8, *b*).

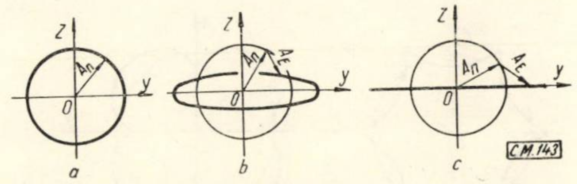


Fig. 8

Pentru $m_A = A_E/A_n = 1$, traiectoria devine o dreaptă (fig. 8, *c*).

Pentru $m_f = 1$ apare deci o instabilitate a traiectoriei axei de rotaţie a piesei.

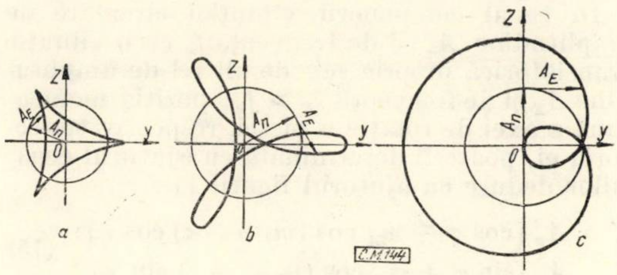


Fig. 9

Pentru $m_f = 2$, trocoida de vibraţii este o hipotrocoidă cu numărul de maxime $n_H = 3$ (fig. 9, *a* şi 9, *b*), respectiv o epitrocoidă cu $n_E = 1$ (fig. 9,*c*).

Traiectoriile de vibraţii pentru alte rapoarte ale frecvenţelor sînt reprezentate în figura 10.

Influenţa raportului amplitudinilor m_A asupra traiectoriei axei de rotaţie a piesei rezultă clar dacă se compară figurile 9, *a* şi 9,*b*.

Din toate figurile rezultă că trocoidele sînt înscrise într-o coroană circulară cu razele :

$$\begin{aligned} \rho_{max} &= A_n + A_E ; \\ \rho_{min} &= A_n - A_E . \end{aligned} \tag{13}$$

Abaterea de la forma circulară a traiectoriei de vibraţii corespunde mărimii :

$$R_F^* = 2\,(\rho_{maw} - \rho_{min}) = 4\,A_E , \tag{14}$$

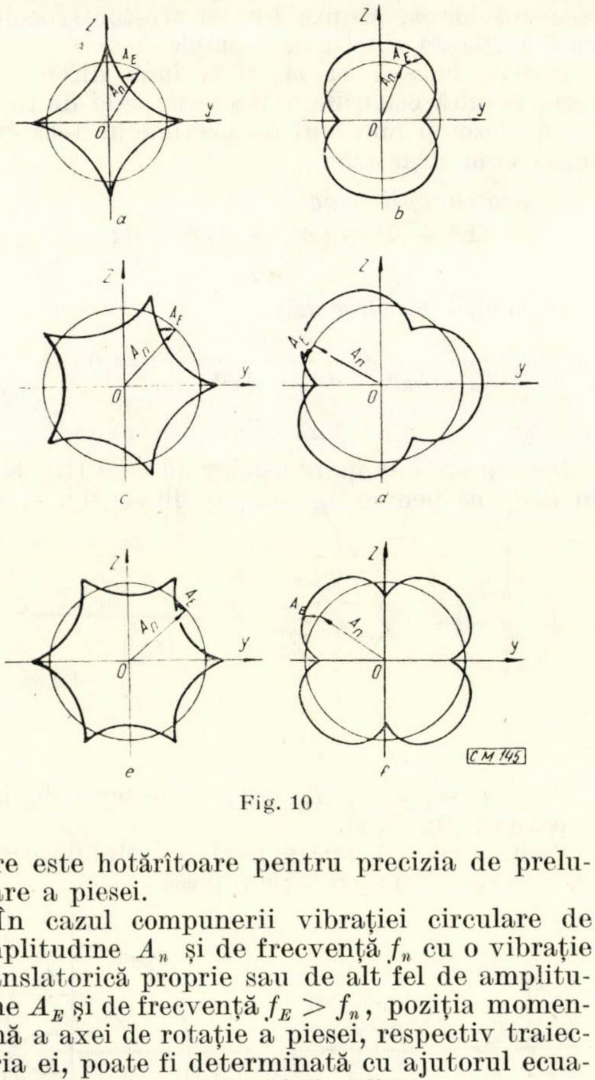


Fig. 10

care este hotărîtoare pentru precizia de prelucrare a piesei.

În cazul compunerii vibraţiei circulare de amplitudine A_n şi de frecvenţă f_n cu o vibraţie translatorică proprie sau de alt fel de amplitudine A_E şi de frecvenţă $f_E > f_n$, poziţia momentană a axei de rotaţie a piesei, respectiv traiectoria ei, poate fi determinată cu ajutorul ecuaţiilor deduse cu ajutorul figurii 11 :

$$\begin{aligned} Y &= A_n\,[\cos\varphi + m_A \cos(m_f\,\varphi - \varepsilon)\cos\eta] ; \\ Z &= A_n\,[\sin\varphi + m_A \cos(m_f\,\varphi - \varepsilon)\sin\eta], \end{aligned} \tag{15}$$

unde η este unghiul dintre direcţia vibraţiei translatorice cu abscisa *Oy*, iar ε defazajul dintre vectorii amplitudine A_n şi A_E.

Figura 12 arată că traiectoriile de vibraţii sînt foarte mult influenţate de η şi ε.

Figura 13 arată cîteva traiectorii circular-translatorice pentru diferite rapoarte ale amplitudinilor şi frecvenţelor.

Compunerea mai multor vibraţii de diferite amplitudini, frecvenţe, direcţii şi faze se face ţinînd seamă de modelele descrise. În acest caz rezultă o traiectorie complexă formată din traiectorii hipotrocoidice, epitrocoidice sau circular-translatorice.

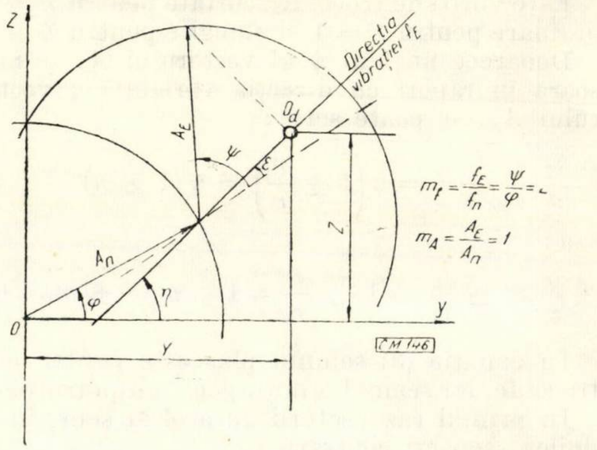

z
Direcţia vibraţiei f_E
O_d
A_E
ψ
A_n
φ
η
0
y
Y
Z
$m_f = \frac{f_E}{f_n} = \frac{\psi}{\varphi} = c$
$m_A = \frac{A_E}{A_n} = 1$
CM 146

Fig. 11

Figura 14 reprezintă două traiectorii de vibraţii circular-translatorice cu parametrii $m_{f1} = 1$, $m_{A1} = A_\varepsilon/A_n = 2$ (curba *a*) şi respectiv $m_{f2} = 3$, $m_{A2} = A_E/A_n = 2$ (curba *b*), precum şi traiectoria rezultantă (curba *c*).

În practică, datorită variaţiei forţei sau a rigidităţii, este posibil ca amplitudinea A_n să aibă, în direcţiile perpendiculare ξ şi η (fig. 15), o valoare maximă $A_{n\xi}$, respectiv una minimă $A_{n\eta}$. În direcţia ξ apare deci o diferenţă de amplitudine A_v, pe care o presupunem foarte mare în comparaţie cu A_E.

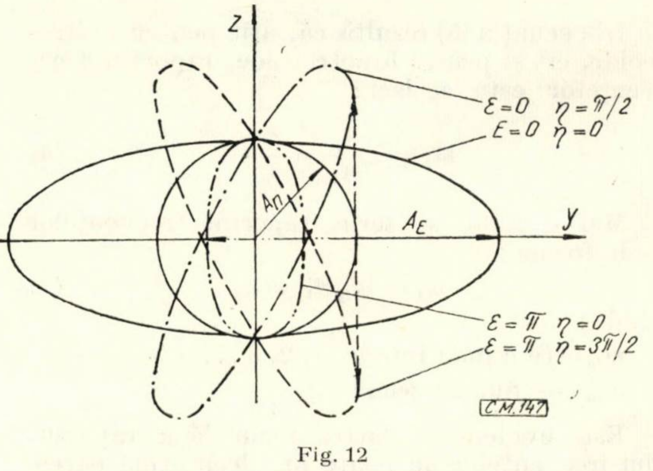

Z
y
$\varepsilon = 0 \quad \eta = \pi/2$
$\varepsilon = 0 \quad \eta = 0$
A_n
A_E
$\varepsilon = \pi \quad \eta = 0$
$\varepsilon = \pi \quad \eta = 3\pi/2$
CM 147

Fig. 12

Figura 15 reprezintă traiectoria eliptică a axei de rotaţie a piesei pentru o variaţie sinusoidală a deformaţiei A_v. În acest caz se poate admite că influenţa rigidităţii variabile este identică cu aceea a unei vibraţii armonice translatorice de amplitudine egală cu deformaţia maximă $A_v = A_{n\xi} - A_{n\eta}$ şi cu frecvenţă $f_v = f_n$, adică cu raportul frecvenţelor $m_{fv} = 1$.

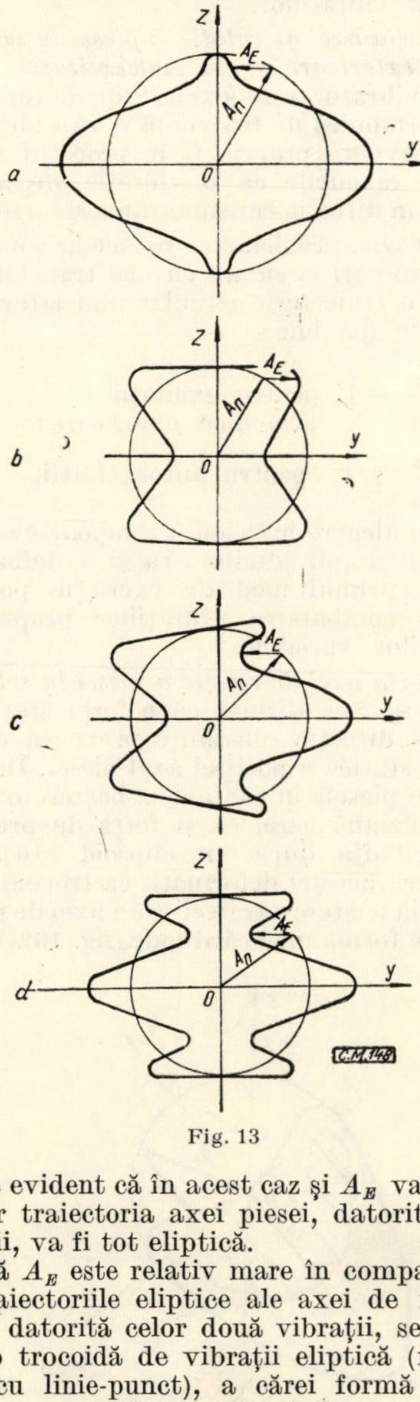


Fig. 13

Este evident că în acest caz şi A_E va fi variabil, iar traiectoria axei piesei, datorită acestei vibraţii, va fi tot eliptică.

Dacă A_E este relativ mare în comparaţie cu A_v, traiectoriile eliptice ale axei de rotaţie a piesei, datorită celor două vibraţii, se compun dînd o trocoidă de vibraţii eliptică (reprezentată cu linie-punct), a cărei formă depinde atît de raporturile amplitudinilor $m_A = A_E/A_n$ şi $m_{Av} = A_v/A_n$, cît şi de raporturile frecvenţelor $m_f = f_E/f_n$ şi, respectiv, $m_{fv} = f_v/f_n$.

Existenţa unui raport $m_{fv} > 1$ nu trebuie însă exclusă.

Rezultanta mai multor vibraţii eliptice de amplitudini variabile A_{E1}, A_{E2}, A_{E3} ... şi respectiv de frecvenţe f_{E1}, f_{E2}, f_{E3} ... este o trocoidă eliptică complexă.

Traiectoria axei de rotaţie a piesei sub acţiunea forţei centrifuge. Se admite pentru început că asupra masei m ar acţiona numai forţa centrifugă de mărime constantă P_F care produce în direcţiile y şi z vibraţii forţate, de amplitudini şi frecvenţe egale, dar cu $\pi/2$ defazate. Pentru direcţia z, de exemplu (fig. 5), ecuaţia diferenţială a mişcării este :

$$m\ddot{Z} + h\dot{Z} + kZ = F(t), \qquad (16)$$

unde $F(t) = me\,\Omega^2 \sin \Omega t$ este forţa perturbatoare, e — excentricitatea, h — coeficientul de amortizare vîscoasă, k — constanta elastică şi Ω — pulsaţia.

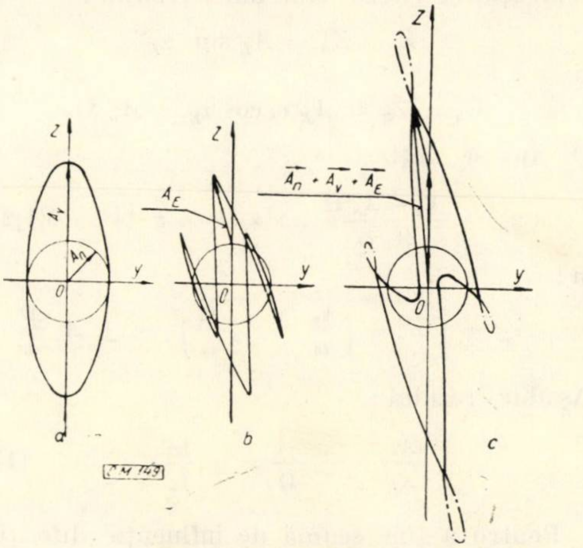


Fig. 14

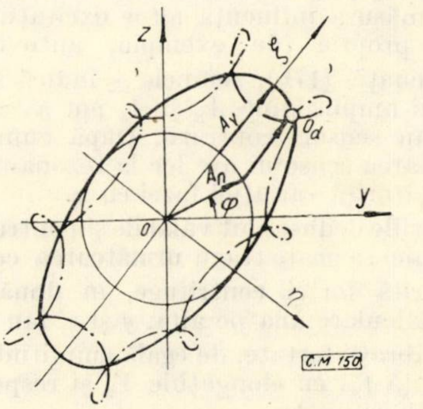


Fig. 15

După cum se ştie, soluţia acestei ecuaţii diferenţiale liniare cu funcţie perturbatoare se compune din două părţi, şi anume : din soluţia generală Z_E a ecuaţiei omogene şi dintr-o integrală particulară Z_n a ecuaţiei neomogene :

$$Z = Z_E + Z_n$$

sau :

$$Z = A_E \sin(\omega t + \alpha_E) + A_n \sin(\Omega t + \alpha_n),$$

în care amplitudinea A_E și unghiul de fază al vibrației proprii de frecvență f_E se determină din condițiile inițiale.

Admițînd, de exemplu, că la timpul $t = 0$ elongația și viteza sînt nule, rezultă :

$$Z = Z_0 = A_E \sin \alpha_E$$

și

$$V_0 = \dot{Z}_0 = A_E \,\omega \cos \alpha_E + A_n \,\Omega.$$

De aici se obține :

$$\cos \alpha_E = \frac{V_0 - A_n \,\Omega}{A_E \,\omega} \rightarrow \alpha_E = k\,\pi \quad (k = 0,1,2...)$$

și :

$$A_E = \sqrt{Z_0^2 + \left(\frac{V_0}{\omega} - A_n \frac{\Omega}{\omega}\right)^2} = \pm\, A_n \frac{\Omega}{\omega}.$$

Așadar rezultă :

$$\frac{A_n}{A_E} = \pm \frac{\omega}{\Omega} = \pm \frac{f_E}{f_n}. \tag{17a}$$

Pentru a ține seamă de influența diferiților factori asupra amplitudinilor (de exemplu, jocuri în lagăre, excitații în frecvența proprie etc.) este necesar să se introducă un factor de corecție în ecuația (17a) care devine identică cu ecuația (6) :

$$\lambda \frac{A_n}{A_E} = \pm \frac{f_E}{f_n}. \tag{17b}$$

Deoarece f_E = constant, iar A_n și A_E depind de frecvența rotației f_n, factorul λ trebuie să reprezinte o constantă a sistemului vibrator.

Dacă A_n și f_n se mențin constanți, factorul λ poate măsura influența altor excitații în frecvența proprie (de exemplu, autovibrațiile).

În ecuația (17b), semnele $\pm$ indică faptul că vectorii amplitudine A_E și A_n pot avea același sens sau sensuri contrarii. După cum se știe, schimbarea sensului are loc la rezonanță ($m_f = 1$) datorită variației fazei cu π.

Relațiile deduse sînt valabile și pentru direcția y. De aici se poate trage următoarea concluzie :

datorită forței centrifuge, în două direcții perpendiculare una pe alta, y și z, iau naștere :

a) vibrații forțate, de egală amplitudine A_n și frecvență f_n, cu elongațiile Y_n și respectiv Z_n, defazate cu $\pi/2$;

b) vibrații în frecvența proprie f_E de egală amplitudine A_E, cu elongațiile Y_E și Z_E, defazate de asemenea cu $\pi/2$.

În continuare se arată că s-a dovedit experimental că vibrația în frecvența proprie nu se amortizează rapid, așa cum se consideră în literatura de specialitate, ci că ea este întreținută. Cauzele trebuie căutate în primul rînd în imperfecțiunea execuției elementelor în contact (rugozitate, abateri de formă și de poziție), uzură, variația unui parametru (constanta elastică) etc.

Deoarece coeficienții de amortizare sînt greu de cunoscut se vor determina experimental parametrii vibrațiilor.

Traiectoria axei de rotație a piesei la excitații armonice exterioare și la autoexcitații. Dacă sistemul vibrator este excitat de o forță exterioară armonică de frecvență f_e sau autoexcitat cu frecvența proprie f_E în procesul de așchiere, el răspunde cu o vibrație de aceeași frecvență în direcția corespunzătoare forței.

În acest caz, problema se reduce la compunerea unei mișcări circulare cu una translatorică, rezultînd o traiectorie circular-translatorică cu numărul de maxime :

$$n_e = \frac{f_e}{f_n} + 1, \text{ pentru excitații armonice exterioare;} \tag{18a}$$

$$n_H = \frac{f_E}{f_n} + 1, \text{ pentru autoexcitații.} \tag{18b}$$

Printr-o alegere judicioasă a rapoartelor frecvențelor și amplitudinilor, ca și a defazajelor reciproce, primul mod de excitație poate fi folosit la combaterea vibrațiilor proprii sau deformațiilor variabile.

Traiectoria axei de rotație a piesei la solicitări nepulsatorii. S-a afirmat că o forță statică de mărime și direcție constante provoacă doar o deplasare statică a poziției axei piesei. În realitate, între piesele în contact ia naștere o deformație hertziană care, ca și forța de presiune, este distribuită după un elipsoid [10]. Din compunerea acestei deformații cu trocoida deja existentă ia naștere o traiectorie a axei de rotație a piesei de forma unei cardioide (fig. 16). Forma acesteia depinde de raportul dintre deformația maximă A_v și amplitudinea vibrației forțate A_n, precum și de faptul dacă piesa are un singur grad de libertate (în direcția forței) sau două grade de libertate (în direcția forței și perpendicular pe aceasta).

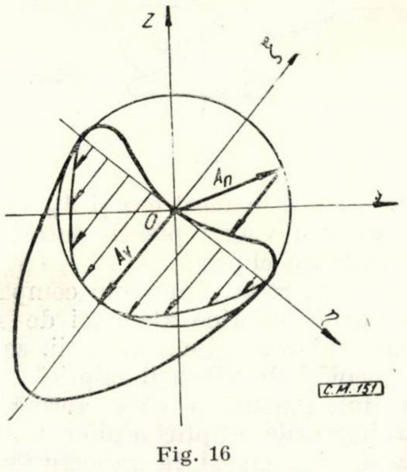


Fig. 16

Traiectoria axei de rotaţie a piesei la excitaţii prin şoc se poate determina considerînd că la excitaţia prin şoc ia naştere o vibraţie proprie amortizată. Şi aici este vorba de compunerea unei vibraţii circulare cu una translatorică. Rezultanta lor este o traiectorie circular-translatorică deformată (fig. 17).

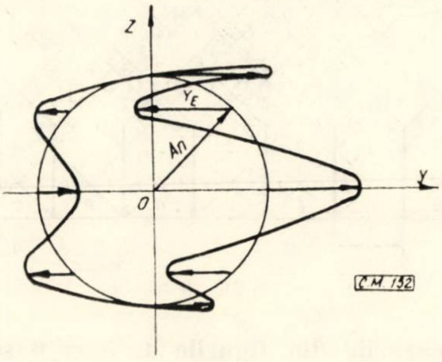


Fig. 17

Pentru rapoarte întregi ale frecvenţelor, buclele traiectoriei îşi păstrează poziţia, în timp ce amplitudinea vibraţiei libere (înălţimea maximelor) se micşorează pînă ce traiectoria axei de rotaţie a piesei îşi reia forma iniţială. La rapoarte fracţionare ale frecvenţelor, maximele îşi păstrează direcţiile, însă forma traiectoriei se modifică continuu. Acelaşi lucru este valabil şi în cazul cînd există mai multe vibraţii proprii libere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dodoc, P.* Ursachen der dynamischen Verlagerung der Werkstückdrehachse und ihre Auswirkungen auf die Herstellungsgenauigkeit beim Drehen. Dissertation, T. H. Dresden, 1967.

[2] *Warnecke, H. J.* Grenzdrehzahlen von Dreibackenfuttern. Dissertation, T. H. Braunschweig, 1963.

[3] *Sundermann, R.* Gestaltungsmerkmale von Spiralspannfuttern. Dissertation, T. H. Braunschweig, 1963.

[4] *Pahlitzsch, G.* şi *Hellwig, W.* Untersuchung der Spanngenauigkeit handbetätigter Dreibackenfutter. În : Werkstattstechnik, nr. 4, 1965, p. 157—162.

[5] *Berthold, H.* şi *Bahmann, W.* Ergebnisse bei der dynamischen Abnahme von Drehmaschinen. În : Feingerätetechnik, nr. 3, 1964, p. 125—131.

[6] *Dchang Schj-ying.* Beitrag zur Aufstellung von Prüfverfahren für die dynamische Einzelabnahme von Drehmaschinen. Dissertation, T. H. Dresden, 1961.

[7] *Wetzel, K. E.* Beitrag zur Erfassung und Beurteillung von Schwingbewegungen an Werkzeugmaschinenspindeln. Dissertation, T. H. Stuttgart, 1955.

[8] *Eiselle, P. T.* şi *Griffin, R. F.* Schwingungserscheinungen auf gedrehten Oberflächen. În : Industrie Anzeiger, nr. 36, 1956.

[9] *Bahmann, W.* Ursachen von Relativbewegungen zwischen Werkstück und Werkzeug und ihre Auswirkungen auf die Gestaltabweichungen des Werkstückes beim Schlicht-und Feindrehen. Dissertation, T. H. Dresden, 1963.

[10] Taschenbuch Maschinenbau, vol. 1.

CZ 621.923.5.001.5

Contribuţie la studiul influenţei parametrilor cinematici în procesul de honuire

Iuliu FEJES şi dr. ing. Vasile IONUŢ

Procesul de honuire, apărut cu patru decenii în urmă, se bucură, în ultimul timp, de o atenţie din ce în ce mai mare din partea cercetătorilor, domeniul său de aplicare lărgindu-se continuu.

În cazul honuirii alezajelor relativ mari, ca, de exemplu, cămăşile cilindrilor pentru motoarele de tractoare şi automobile, automatizarea este practic împiedicată, datorită erorilor de formă geometrică. După măsurare, pe baza unei reglări vizuale, cilindrul este supus honuirii repetate în porţiunea respectivă, ceea ce elimină erorile locale. Una din cauzele de bază ale acestor erori este legată de cinematica procesului, şi anume de neuniformitatea repartizării reţelei de zgîrieturi pe suprafaţa prelucrată.

Deşi cinematica procesului a fost mult studiată [1], [2], influenţa parametrilor cinematici asupra reţelei de urme date de granulele abrazive a fost totuşi neglijată. Astfel, din acest punct de vedere, în literatura de specialitate se neglijează sau există contraziceri privind valorile recomandate pentru raportul dintre cele două viteze componente sau dintre lungimea cursei şi aceea a barelor abrazive.

Desprinderea de microaşchii fiind rezultatul zgîrieturilor produse de granulele abrazive pe suprafaţa de prelucrat, este evident că grosimea stratului îndepărtat în fiecare punct al suprafeţei depinde de numărul zgîrieturilor succesive. Rezultă deci că, pentru a realiza o prelucrare corectă, toate punctele suprafeţei piesei trebuie să fie atinse de un număr egal de ori de bara abrazivă. Acest lucru neputîndu-se realiza, în cazul honuirii alezajelor cilindrice, la o singură cursă dublă a barei abrazive, va trebui să se urmărească ca cel puţin în ansamblu rezultatul să fie cel dorit.

În figurile 1—6 se poate observa că, în funcţie de modul în care se succed traiectoriile barei abrazive, apare un număr diferit de treceri pe porţiuni ale suprafeţei de prelucrat. Situaţiile prezentate diferă între ele, aşa cum se poate vedea, în funcţie de corelaţia care există între l_i — distanţa pe cercul de bază dintre poziţiile succesive ale barei abrazive de lungime l_b şi tg β — tangenta unghiului de înclinaţie a elicei faţă de un plan perpendicular pe axa alezajului. Avînd în vedere că pe porţiunile de la capetele cilindrului, pe o lungime egală cu l_b, în orice situaţie există zone parcurse de granule abrazive de un număr diferit de ori, se va urmări modul în care se poate realiza prelucrarea bună, uniformă pe suprafaţa cilindrică de lungime $l_c - 2\,l_b$, l_c fiind lungimea cursei mişcării de translaţie a barei abrazive de-a lungul axei cilindrului.

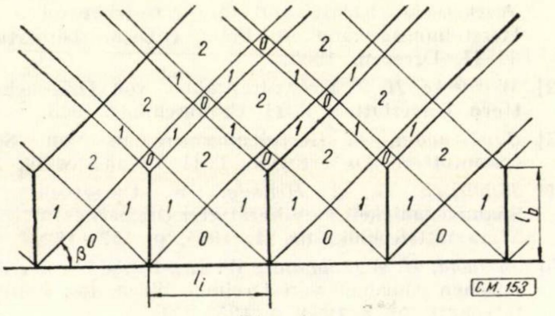


Fig. 1

Din figura 1 $\left(\text{distribuţia numărului de treceri pentru } l_i > \frac{l_b}{\mathrm{tg}\,\beta}\right)$ rezultă că, dacă $l_i > \frac{l_b}{\mathrm{tg}\,\beta}$, pe suprafaţa piesei de prelucrat există o serie de zone neparcurse de bara abrazivă, altele parcurse doar o singură dată sau de două ori. Notînd cu n_t numărul de treceri ale granulelor abrazive pe un element de suprafaţă a piesei, pe perioada unui ciclu de mişcări pentru care:

$$0 \leqslant d - \Sigma\, l_i < l_i\,, \qquad (1)$$

şi pe o lungime de $l_c - 2\,l_b$, numărul de treceri este 0, 1, 2.

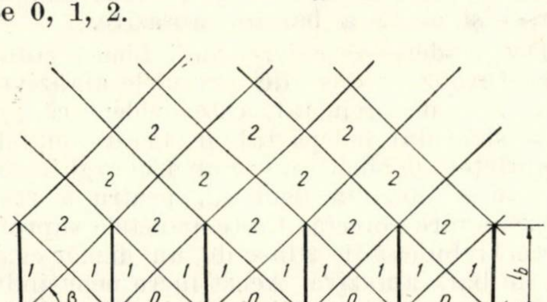


Fig. 2

Analizînd în acelaşi mod cazul din figura 2, se observă că pentru $l_i = \frac{l_b}{\mathrm{tg}\,\beta}$, pe toată suprafaţa cilindrului de lungime $l_c - 2\,l_b$, rezultă $n_t = 2$. Figura 3 demonstrează că, dacă $\frac{l_b}{2\,\mathrm{tg}\,\beta} < l_i < \frac{l_b}{\mathrm{tg}\,\beta}$, atunci $n_t = 2,\ 3,\ 4$.

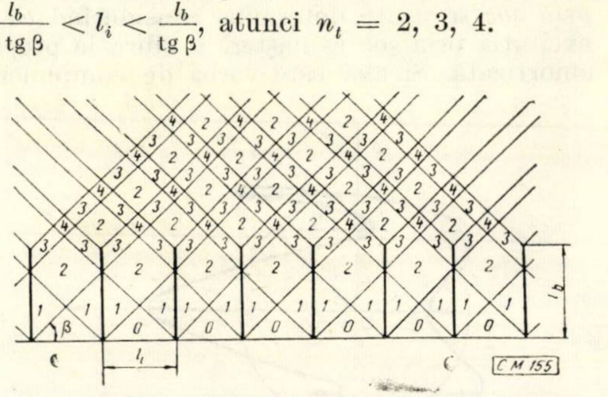


Fig. 3

În cazurile din figurile 4, 5 şi 6 se poate desprinde că: pentru $l_i = \frac{l_b}{2\,\mathrm{tg}\,\beta}$; $n_t = 4$; pentru $l_i = \frac{l_b}{3\,\mathrm{tg}\,\beta}$; $n_t = 6$ şi pentru $l_i = \frac{l_b}{4\,\mathrm{tg}\,\beta}$, $n_t = 8$. Şirul situaţiilor conduce la următoarea generalizare:

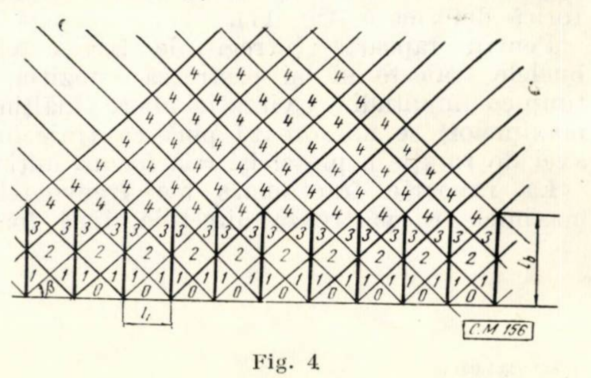


Fig. 4

$$l_i > \frac{l_b}{\mathrm{tg}\,\beta} \ldots\ n_t = 0,\ 1,\ 2\,;$$

$$l_i = \frac{l_b}{\mathrm{tg}\,\beta} \ldots\ n_t = 2\,;$$

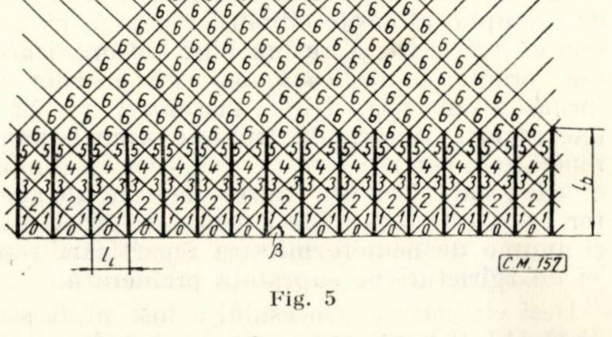


Fig. 5

$$\frac{l_b}{2\,\mathrm{tg}\,\beta} < l_i < \frac{l_b}{\mathrm{tg}\,\beta} \ldots\ n_t = 2,\ 3,\ 4\,;$$

$$l_i = \frac{l_b}{2\,\mathrm{tg}\,\beta} \ldots\ n_t = 4\,;$$

$$\frac{l_b}{3\,\mathrm{tg}\,\beta} < l_i < \frac{l_b}{2\,\mathrm{tg}\,\beta} \ldots n_t = 3,\ 4,\ 5,\ 6;$$

$$l_i = \frac{l_b}{3\,\mathrm{tg}\,\beta} \ldots n_t = 6;$$

$$\vdots \qquad \vdots$$

$$l_i = \frac{l_b}{m\,\mathrm{tg}\,\beta}\,(2) \ldots n_t = 2\,m;$$

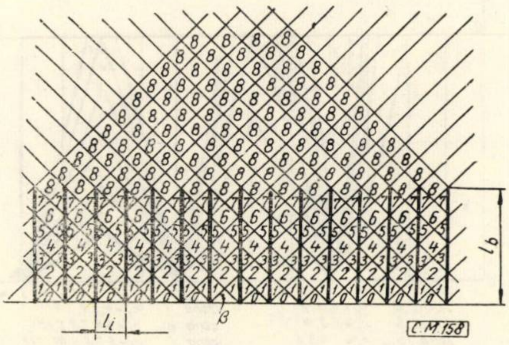


Fig. 6

$$\frac{l_b}{(m+1)\,\mathrm{tg}\,\beta} < l_i < \frac{l_b}{m\,\mathrm{tg}\,\beta}\,(3) \ldots n_t = m+1,$$

$$m+2,\ m+3 \ldots 2m,\ 2\,m+1,\ 2\,(m+1),$$

m fiind un număr întreg, pozitiv, diferit de zero.

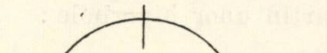


Fig. 7

Pentru a stabili sensul lungimii l_i și pentru a determina mărimea ei se analizează ansamblul mișcării barei abrazive în procesul de honuire. Urmărind traiectoria barei abrazive în timpul unei curse duble, se poate observa că mărimea l_i depinde de modul în care se înscrie elicea pe lungimea cursei l_c (fig. 7). Notînd cu γ unghiul la centru corespunzător arcului de cerc cu lungimea l_i, rezultă că:

$$l_i = r\,\gamma. \quad (4)$$

Așa cum se vede în figurile 8 și 9, pot apărea două cazuri distincte:

$$0 < \alpha < \pi, \quad \gamma = \alpha;$$

$$\pi < \alpha < 2\,\pi, \quad \gamma = 2\,\pi - \alpha.$$

În primul caz (fig. 8, *a*), succesiunea pozițiilor barei abrazive la capătul unei curse duble este de la stînga spre dreapta, l_i reprezentînd un avans constant pe cercul de bază, pe cînd în cazul al doilea (fig. 8, *b*) succesiunea este în sens invers, l_i corespunzînd unui unghi la centru cu valoarea $2\pi - \alpha$.

Exprimînd mărimea unghiului α prin relația:

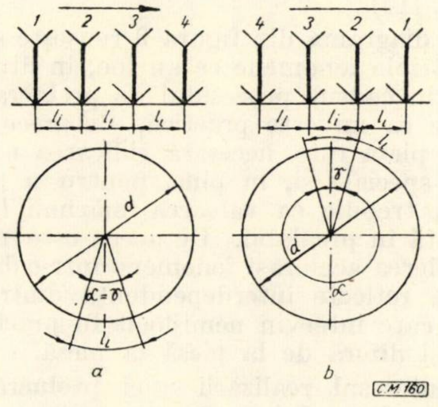
$$\alpha = 2\,\pi\,\frac{n}{n_c} - 2\,\mathrm{K}\,\pi = 2\,\pi\left(\frac{n}{n_c} - K\right), \quad (5)$$

în care

n este numărul de rotații ale honului pe minut;

n_c — numărul de curse duble pe minut;

K — numărul rotațiilor complete ale honului în timpul unei curse duble (deci *K* va fi totdeauna număr întreg, pozitiv, diferit de zero)



Fig, 8

și folosind egalitatea (4), rezultă pentru primul și al doilea caz:

$$l_i = \pi\,d\left(\frac{n}{n_c} - K\right); \quad (6)$$

$$l_i = \pi d\left(K + 1 - \frac{n}{n_c}\right). \quad (7)$$

Cunoscînd viteza de rotație a honului *v*, m/min, cît și viteza de deplasare a honului în mișcarea sa alternativă în lungul axei alezajului *w*, m/min, se poate determina:

$$\mathrm{tg}\,\beta = \frac{w}{v}. \quad (8)$$

Înlocuind expresiile vitezelor în relața (8), se obține:

$$\mathrm{tg}\ \beta = \frac{2\,l_c}{\pi D}\cdot\frac{n_c}{n}. \quad (9)$$

Prin explicitarea expresiei (2) rezultă:

$$l_i = \frac{\pi\,d}{2\,m}\cdot\frac{l_b}{l_c}\cdot\frac{n}{n_c}. \quad (10)$$

Această relație este valabilă atunci cînd, la două curse duble succesive, între traiectoriile barei abrazive există suprapuneri, adică pentru $2\ \pi\ \frac{n}{n_c} > \ \pi$ sau $\frac{n}{n_c} > \frac{1}{2}$.

Considerînd cazul unei piese cilindrice care trebuie supusă prelucrării de honuire, la care sînt cunoscute d și l_b, iar l_c este calculat după relația :

$$l_c = l_p + 2\, l_d - l_b, \qquad (11)$$

în care :

l_p este lungimea alezajului,

l_d — valoarea pătrunderii, respectiv ieșirii barei abrazive, față de lungimea alezajului.

se poate reprezenta grafic (fig. 9) variația valorii l_i în raport cu $\frac{n}{n_c}$, folosind expresiile (6), (7), (10).

Deși diagrama din figura 9 reușește să prindă multiple fenomene ce au loc, în diverse situații, în cadrul procesului de prelucrare prin honuire ea nu este practică, deoarece pentru fiecare piesă este necesară ridicarea unei diagrame speciale și, în plus, pentru a putea fi folosită trebuie ca valoarea mărimii l_i să fie calculată în prealabil. De aceea este necesară cuprinderea acelorași fenomene într-o diagramă care să reflecte interdependența dintre parametrii care intervin nemijlocit în practica honuirii și diferă de la piesă la piesă.

În interesul realizării unei prelucrări uniforme a alezajului se pune condiția ca l_i să aibă o asemenea mărime încît fiecare punct al suprafeței cilindrice de lungime $l_c - 2\, l_b$ să fie parcurs de granule abrazive de $2\ m$ ori. În acest scop se folosesc relațiile (6), (7), (10) și se obține pentru primul caz :

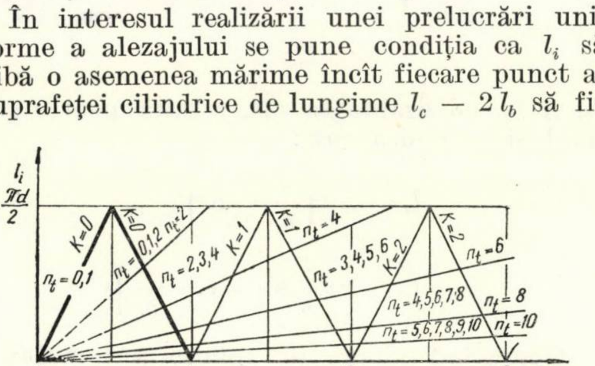


Fig. 9

$$\frac{l_b}{l_c} = 2\, m \left(1 - \frac{K}{\frac{n}{n_c}}\right);\ K < \frac{n}{n_c} < \frac{2\,K+1}{2} \qquad (12)$$

și pentru al doilea caz :

$$\frac{l_b}{l_c} = 2\, m \left(\frac{K+1}{\frac{n}{n_c}} - 1\right);\ \frac{2\,K+1}{2} < \frac{n}{n_c} < K+1. \qquad (13)$$

Se poate observa că este necesar ca :

$$\frac{n}{n_c} \neq 0,\ 1,\ 2,\ 3, \ldots, K,\ K+1 \ldots,$$

deoarece în aceste situații bara abrazivă descrie totdeauna aceeași traiectorie în raport cu suprafața de prelucrat, la sfîrșitul operației de honuire rămînînd astfel neprelucrată o însemnată parte a suprafeței.

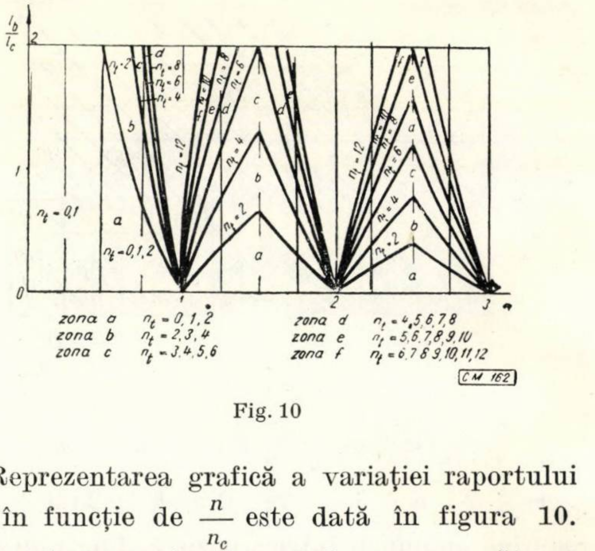


Fig. 10

Reprezentarea grafică a variației raportului $\frac{l_b}{l_c}$ în funcție de $\frac{n}{n_c}$ este dată în figura 10. Punctele de maxim ale curbelor corespunzătoare pentru același n_t aparțin unor hiperbole :

$$\frac{l_b}{l_c} = \frac{2\, m}{2\, K+1}. \qquad (14)$$

Se apreciază că această diagramă prezintă o deosebită importanță practică. Cu ajutorul ei se poate vedea rezultatul obținut într-o operație de honuire atunci cînd se lucrează cu un anumit raport $\frac{l_b}{l_c}$ și $\frac{n}{n_c}$. În același timp, se pot determina cu precizie turația și numărul de curse duble pe minut al honului pentru a obține o prelucrare corectă, cu un randament ridicat.

Cele arătate în această lucrare vin să infirme practica de pînă acum de a recomanda anumite valori orientative pentru raportul $\frac{n}{n_c}$ sau pentru raportul dintre viteza de translație și cea de rotație a barei abrazive, făcînd complet abstracție de influența asupra rezultatului honuirii a celorlalți parametri, cum sînt l_b, l_p, l_d pe care îi include raportul $\frac{l_b}{l_c}$.

Sînt foarte frecvente recomandările în literatura de specialitate că raportul vitezelor $\frac{w}{v}$ trebuie să fie $\frac{1}{2}$ (sau chiar mai mic : 1/3, 1/4 etc.), lăsînd la întîmplare obținerea unei rețele de urme uniform distribuite pe suprafața prelucrată. Datorită faptului că mărimea vitezei axiale w favorizează mai intens autoascuțirea și, o dată cu aceasta, productivitatea procesului, a apărut tendința de a recomanda ca raportul $\frac{w}{v}$ să fie cît mai mare posibil. În cazul operațiilor de degroșare, avantajele arătate sînt reale ; la prelucrările de finisare însă, unde sînt urmărite în primul rînd calitatea suprafeței și gradul de eliminare a abaterilor de la forma geometrică, se impune specificarea că raportul vitezelor trebuie astfel ales încît să se evite valori întregi ale raportului $\frac{n}{n_c}$, deoarece, în caz contrar, fiecare granulă și-ar păstra, în tot decursul prelucrării, urma descrisă la prima cursă dublă, scăzînd prin aceasta atît calitatea, cît și eficiența honuirii.

Ținînd seamă de problemele ridicate, se pot desprinde mai multe concluzii.

Astfel, pentru ca zona în care se va realiza un număr uniform de treceri ale barei abrazive ($l_c - 2\,l_b$) să reprezinte o parte cît mai mare din lungimea piesei, zonă căreia, de altfel, îi corespunde o valoare constantă a presiunii specifice între bara abrazivă și suprafața de prelucrat, este necesar ca lungimea barei abrazive l_b să fie cît mai mică în raport cu lungimea l_c a cursei honului, respectiv cu lungimea l_p a piesei.

Aceasta ar duce, desigur, la micșorarea numărului de granule ce acționează simultan ; de aceea, în detrimentul micșorării lungimii se recomandă mărirea lățimii barelor abrazive sau a numărului de bare cu care este dotat capul de honuit. Înfăptuirea practică a acestor indicații este îngreuiată de lipsa, pînă în prezent, a unui dispozitiv care să permită realizarea unui profil al sculei apropiat de cel al alezajului și de lipsa unor capete de honuit perfecționate, dotate cu un număr mai mare de bare abrazive.

În alegerea valorii lui l_d — pătrunderea, respectiv ieșirea barei abrazive față de lungimea alezajului — trebuie să se țină seamă, pe lîngă influența variației presiunii specifice, și de situația numărului de treceri n_t la capetele cursei barei abrazive. Pe cît este posibil, trebuie ca $l_d > \frac{l_b}{2\,m}$ pentru a elimina de pe suprafața piesei zonele unde $n_t = 0$.

La stabilirea turației honului și a numărului de curse duble trebuie să se aibă în vedere interdependența lor cu l_b și l_c, alegerea făcîndu-se folosind diagrama indicată, și ținîndu-se seamă, evident, de gama de variații pe care o permite mașina de honuit pentru n și n_c.

Evident, este indicat ca, pe cît este posibil, să se realizeze o asemenea valoare a lui l_i încît pe perioada unui ciclu de mișcări să apară $0 < \pi\, d - \Sigma\, l_i < l_i$, astfel ca, în scopul unei prelucrări cît mai uniforme, în dispunerea ansamblului traiectoriilor barei abrazive în raport cu suprafața alezajului să rezulte un decalaj permanent de la un ciclu la altul. În mod practic va trebui să se realizeze :

$$\frac{1}{\frac{n}{n_c} - K} \neq q,$$

unde q este un număr întreg, pozitiv, diferit de zero.

CZ 621.9 : 681.321

Programarea producţiei în fabricaţia de maşini-unelte, cu ajutorul calculatoarelor electronice

Nicolae MARCEA şi Corneliu CAŞIN

În întreprinderile constructoare de maşini-unelte, unde producţia are de obicei un caracter de serie mică sau unicate, iar sortimentul de produse fabricate este destul de variat, problema programării în timp, respectiv repartizarea corectă a planului de producţie, pe trimestre sau luni, capătă un caracter deosebit de complex.

Numărul mare de utilaje tehnologice şi de produse de complexităţi diferite, precum şi faptul că fiecare produs participă în mod diferit la încărcarea fiecărei grupe de utilaje, pot determina, în cazul în care problema nu este studiată în mod ştiinţific, variaţii mari în timp ale volumului de lucrări în cadrul aceluiaşi gen de operaţii, perioade de timp cînd utilajele sînt slab încărcate, urmate de perioade de adevărate strangulări.

În afară de aceasta, urmărirea execuţiei în aceeaşi perioadă de timp a unui număr mare de produse complexe, în condiţiile unor loturi de prelucrare mici şi sub presiunea urgenţelor, creează greutăţi organizatorice foarte mari, influenţînd în mod negativ şi asupra eficienţei economice a producţiei, prin sporirea frecvenţei de apariţie a rebuturilor, greutăţi în specializarea muncitorilor în condiţiile unei producţii de serie mică şi în introducerea unor forme superioare de organizare a producţiei.

Avînd în vedere cele arătate, în cursul trimestrului I al anului 1966, specialişti din cadrul Uzinei mecanice Cugir au studiat posibilitatea utilizării metodelor matematice şi în special a programării liniare în planificarea producţiei de maşini-unelte, efectuînd cu această ocazie şi o serie de calcule cu ajutorul calculatorului electronic Elliott-803 de la Combinatul Siderurgic Hunedoara.

Prelucrarea pieselor pentru fabricaţia de maşini-unelte în cadrul Uzinei mecanice Cugir este organizată în baza tehnologiei de grup, pe familii de piese. Plecînd de la acest principiu, secţia de prelucrare este împărţită în şase ateliere distincte, dotate cu majoritatea utilajelor necesare fabricării pieselor din familia respectivă.

În anul 1966, planul de producţie pentru fabricaţia de maşini-unelte cuprindea 13 tipuri de maşini şi trei tipuri pentru accesorii speciale, începînd de la unicate şi pînă la serii maxime de circa 500 buc./an. Criteriile de prelucrare au variat, pentru loturile lansate în fabricaţie, între 30 şi 90 zile, în funcţie de complexitatea şi gradul de însuşire a produselor respective.

Pentru a uşura calculele şi a simplifica formularea, cele 16 produse din plan au fost grupate în nouă familii distincte, avînd în vedere faptul că unele dintre produse prezentau unele caracteristici apropiate, ceea ce permitea şi indica chiar această grupare.

Ca unitate tehnologică de bază, în prima etapă, a fost adoptat atelierul de prelucrare a unei familii de piese şi, în funcţie de aceasta, şi manopera specifică pe produse a fost grupată în mod corespunzător.

Problemele de programare a producţiei, ca şi alte probleme similare de planificare economică, pot fi rezolvate cu ajutorul programării liniare ele făcînd parte din categoria problemelor de reparaţii.

În general, rezolvarea acestui gen de probleme se face în trei etape : formularea economică, formularea matematică sau modelarea, şi rezolvarea propriu-zisă.

Formularea economică are o mare importanţă, deoarece de ea depind valabilitatea şi eficacitatea întregii lucrări. Cu această ocazie se fixează : scopul problemei, condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească soluţiile, respectiv restricţiile problemei, şi în sfîrşit se aleg criteriile de optimizare.

Deoarece calculele experimentale au fost efectuate în cursul trimestrului I al anului 1966, s-a urmărit repartizarea planului de producţie rămas de realizat în continuare pe trimestrele II, III şi IV. De asemenea pentru a asigura prelucrarea pieselor necesare montajului în luna ianuarie 1967, deci pentru asigurarea unui decalaj corespunzător între prelucrare şi montaj, s-a suplimentat corespunzător planul luat în calcul pentru produsele care au o fabricaţie continuă.

În aceste condiţii, formularea economică a problemei concrete din secţia de prelucrare a maşinilor-unelte a fost următoarea : dat fiind planul de producţie anual, să se determine sarcinile de producţie trimestriale în aşa fel încît să se respecte următoarele condiţii :

1. Pentru fiecare sortiment din plan sarcinile trimestriale cumulate să conducă la realizarea planului anual.
2. Încărcarea utilajelor pentru fiecare din cele şase ateliere de prelucrare să fie cît mai uniformă.
3. Numărul de produse ce se prelucrează simultan va fi cît mai mic posibil, pentru a uşura urmărirea acestora, a realiza specializarea muncitorilor şi a adînci ,,caracterul de serie al producţiei''.

Datele cunoscute ale problemei sînt :

— planul de producţie în cantităţi şi sortimente ;

— manopera specifică şi totală, pe produse şi ateliere.

Metodologia de modelare a problemelor de programare liniară prevede exprimarea sub forma unor inegalităţi sau ecuaţii a restricţiilor problemei şi apoi determinarea funcţiei care exprimă criteriul de optimizare ales.

1. Condiţia de realizare a planului anual a fost formulată considerînd, pentru fiecare produs cantitatea anuală de realizat, egală cu unitatea.

Dacă notăm cu X_{iK} necunoscutele problemei, reprezentînd cota parte din planul anual pentru produsul i ($i = 1...9$) de realizat în trimestrul K ($K = II, III, IV$), prima condiţie se va putea scrie sub forma :

$$\sum_{K=II}^{IV} X_{iK} = 1 \quad 0 \leqslant X_{iK} \leqslant 1 \qquad (1)$$

$$\text{pentru } i = 1 \ldots 9.$$

Transcrierea acestei condiţii în cazul general dă un sistem de nouă ecuaţii cu 27 necunoscute. Ţinînd seamă însă de anumite considerente de ordin practic şi economic, privind loturile de fabricaţie, cantitatea anuală din plan şi mărimea ciclurilor de prelucrare, pentru unele produse a rezultat de la început evidentă ca rentabilă fabricarea într-un singur lot, plasat corespunzător în trimestrul care asigura avansul necesar încheierii ciclului de montaj.

În acest fel s-au aplicat de la început sistemului de ecuaţii corecturile dictate de specificul local, rezultînd în final un sistem de nouă ecuaţii cu 21 necunoscute.

2. Condiţia de încărcare uniformă a grupelor de utilaje a rezultat din următorul raţionament :

Dacă vom nota cu A_{ij} manopera totală necesară pentru execuţia produsului i ($i = 1...9$) în cadrul atelierului j ($j=1...6$) la nivelul planului anual, rezultată prin înmulţirea manoperei specifice respective cu cantitatea anuală de executat, atunci vom putea spune că o încărcare trimestrială, ideală din punct de vedere al uniformităţii în cadrul fiecărui atelier, va fi dată de expresia :

$$1/3 \sum_{i=1}^{9} A_{ij}. \qquad (2)$$

Deoarece încărcarea reală a fiecărui atelier într-un trimestru este :

$$\sum_{i=1}^{9} A_{ij} X_{iK}, \qquad (3)$$

condiţia de uniformitate se poate scrie sub forma :

$$\sum_{i=1}^{9} A_{ij} X_{iK} \geqslant 1/3 \sum_{i=1}^{9} A_{ij}. \qquad (4)$$

Pentru a fixa limitele neuniformităţii admise se consideră că atelierele sînt suficient de uniform încărcate dacă se admite o depăşire a valorii din membrul drept al inegalităţii (4) cu $\Delta_j = 5\%$. În acest caz, inegalitatea (4) se scrie sub forma :

$$\sum_{i=1}^{9} A_{ij} X_{iK} \leqslant 1/3 \sum_{i=1}^{9} A_{ij} + \Delta_j \qquad (5)$$

$$\text{pentru } j = 1 \ldots 6$$

$$K = II, III, IV.$$

Valorile membrului drept din inegalitatea (5) se calculează pentru fiecare atelier în parte, deci vom avea în total şase valori. Cu ajutorul acestora expresia generală (5) se va concretiza într-un număr de 18 inegalităţi (3 trimestre × 6 ateliere).

3. La stabilirea funcţiei de eficienţă se ştie că problemele de programare liniară admit în general un număr foarte mare de soluţii, însă dintre acestea trebuie aleasă numai soluţia considerată optimă, prin prisma criteriului ales.

În cazul care a fost studiat la Uzina mecanică Cugir s-au ales două criterii de optimizare :

— utilizarea la maximum a capacităţilor de producţie ;

— obţinerea unui minim de sortimente aflate în prelucrare în cadrul fiecărui trimestru.

Pentru prima variantă de calcul s-au determinat în prealabil coeficienţii funcţiei C_i, care exprimă raportul dintre manopera totală necesară pentru execuţia fiecărui produs la nivelul planului anual şi capacitatea trimestrială a secţiei în ore maşină (B).

$$\frac{\sum_{i=1}^{9} A_{ij}}{B} \cdot X_{iK} = C_i \cdot X_{iK} \qquad (6)$$

$$\text{pentru } i = 1 \ldots 9.$$

Expresia (6) reprezintă gradul de utilizare trimestrială a capacităţilor de producţie din secţii, determinat de fiecare produs în parte.

Cu aceşti coeficienţi calculaţi, funcţia de eficienţă va lua forma :

$$Z(x) = \sum_{i=1}^{9} C_1 X_{iK \to \max} \qquad (7)$$

$$\text{pentru } K = II, III, IV,$$

exprimînd matematic coeficientul total de utilizare a utilajelor din secţie. În această variantă problema se rezolvă pentru fiecare trimestru în parte, fiind suficient să se repete calculele numai pentru primele două trimestre. Al treilea rezultă prin diferenţe.

În varianta a II-a, funcţia de eficienţă, avînd drept criteriu de optimizare minimul de sortimente, s-a determinat în baza unor considerente de ordin statistic avînd o valabilitate strict locală şi fiind determinată de caracteristicile produselor fabricate, mărimea ciclului de prelucrare şi alte elemente de acest gen. Expresia ei este redată mai jos :

$$\begin{aligned} Z(x) = {} & 2X_{1\,II} + X_{1\,III} + 2X_{1\,IV} + 2X_{2\,II} + \\ & + 2X_{2\,III} + 3X_{2\,IV} + 3X_{3\,II} + 3X_{4\,II} + \\ & + X_{5\,II} + 2X_{5\,III} + 3X_{5\,IV} + X_{6\,II} + \\ & + 2X_{6\,III} + 3X_{6\,IV} + 2X_{7\,II} + 2X_{7\,III} + \\ & + 3X_{7\,IV} + 2X_{8\,II} + 2X_{8\,III} + 2X_{8\,IV} + \\ & + 3X_{9\,III} \rightarrow \max. \qquad (8) \end{aligned}$$

În această variantă calculul se face o singură dată, pentru întreg anul, aşa cum rezultă de altfel şi din expresia funcţiei de eficienţă.

În concluzie, sub forma ei generală, problema prezentată se exprimă printr-un număr de nouă ecuaţii şi 18 inegalităţi, avînd un număr de 27 necunoscute de bază.

Transformînd în continuare inegalităţile în ecuaţii prin adăugarea de necunoscute suplimentare, vom avea 9 + 18 = 27 ecuaţii de gradul I, cu 27 + 18 = 45 necunoscute.

Prin adaptarea problemei la condiţiile specifice produselor noastre, aşa cum s-a arătat, restricţiile se prezintă sub forma a 9 + 18 = 27 ecuaţii cu 21 + 18 = 39 necunoscute. Deci numărul necunoscutelor depăşeşte numărul ecuaţiilor, situaţie în general caracteristică problemelor de programare liniară.

Aşa cum s-a mai arătat, calculele propriuzise s-au efectuat la calculatorul electronic „Elliott" 803 de la Combinatul siderurgic Hunedoara cu ajutorul tov. Chichernea Victor, din cadrul centrului de calcul, folosind programul H.L.02., care utilizează algoritmul simplex revizuit.

Tabela 1

Nr. crt.	Produsul	Cota parte din planul anual		
		trim. *II*	trim. *III*	trim. *IV*
1	Produsul *A*	0,265525	0,330963	0,403512
2	Produsul *B*	0,132417	0,639711	0,227872
3	Produsul *C*	1	0	0
4	Produsul *D*	1	0	0
5	Produsul *E*	0,179471	0,391641	0,428888
6	Produsul *F*	1	0	0
7	Produsul *G*	0,315331	0	0,684662
8	Produsul *H*	0	0	1
9	Produsul *I*	0	1	0
Coeficientul de utilizare a capacităţii de producţie		0,818195	0,765800	0,792940
Numărul de sortimente trimestrial		7	4	5

În tabelele 1 şi 2 se prezintă rezultatele calculelor în variantele I şi II, aşa cum au fost furnizate de calculator, respectiv sub forma unor cifre cu şase zecimale, reprezentînd cota parte din planul anual ce urmează a se executa în trimestrul respectiv.

Cu ajutorul acestor variante de calcul s-a întocmit o variantă intermediară care a corectat anumite neajunsuri de ordin practic ale primelor două. Această a III-a variantă este prezentată în tabela 3.

Tabela 2

Nr. crt.	Produsul	Cota parte din planul anual		
		trim. *II*	trim. *III*	trim. *IV*
1	Produsul *A*	0,292405	0,327694	0,379901
2	Produsul *B*	0,1535580	0,517633	0,328787
3	Produsul *C*	1	0	0
4	Produsul *D*	1	0	0
5	Produsul *E*	0	0,396618	0,603382
6	Produsul *F*	0	0	1
7	Produsul *G*	0,069874	0	0,930126
8	Produsul *H*	0	0,924271	0,0757229
9	Produsul *I*	0	1	0
Coeficientul de utilizare a capacităţii de producţie		0,778	0,812	0,772
Numărul de sortimente trimestrial...		5	5	6

Tabela 3

Nr. crt.	Produsul	Cota parte din planul anual		
		trim. *II*	trim. *III*	trim. *IV*
1	Produsul *A*	0,283	0,325	0,392
2	Produsul *B*	0,222	0,548	0,230
3	Produsul *C*	1	0	0
4	Produsul *D*	1	0	0
5	Produsul *E*	0	0,500	0,500
6	Produsul *F*	1	0	0
7	Produsul *G*	0	0,315	0,685
8	Produsul *H*	0	0	1
9	Produsul *I*	0	1	0
Coeficientul de utilizare a capacităţii de producţie		0,819364	0,768831	0,775186
Numărul de sortimente trimestrial...		5	5	5

Pentru comparaţie, în tabela 4 sub aceeaşi formă de prezentare este redat şi planul aprobat pe 1966.

În tabela 5 se prezintă o comparaţie a tuturor variantelor de mai sus din punct de vedere al utilizării capacităţilor de producţie din fiecare atelier şi total secţii, numărul de sortimente din planul trimestrial şi repartizarea producţiei valorice.

Tabela 4

Nr. crt.	Produsul	Cota parte din planul anual		
		trim. *II*	trim. *III*	trim. *IV*
1	Produsul *A*	0,342	0,316	0,342
2	Produsul *B*	0,333	0,333	0,333
3	Produsul *C*	0,750	0	0,250
4	Produsul *D*	1	0	0
5	Produsul *E*	0,500	0,500	0
6	Produsul *F*	0,333	0,333	0,333
7	Produsul *G*	0,333	0,333	0,333
8	Produsul *H*	0,342	0,316	0,342
9	Produsul *I*	0	1	0
Coeficientul de utilizare a capacităţii de producţie		1,002	0,680	0,605
Numărul de sortimente trimestrial . . · . . .		8	7	6

Pentru a nu se interpreta eronat datele prezentate (în special depăşirea coeficientului de utilizare din trimestrul II, tabela 4), se precizează că în calculul capacităţii de producţie în ore maşină a secţiei de prelucrare s-a luat în considerare lucrul în trei schimburi numai pentru utilajele deficitare. Din acest motiv, coeficienţii de utilizare a capacităţii de producţie rezultă în general mai mari decît în cazul în care se consideră pentru toate utilajele lucrul în trei schimburi.

Din analiza tabelei 5 se pot trage cîteva concluzii edificatoare :

— varianta a III-a intermediară prezintă toate avantajele asigurate de variantele de bază. Deci este posibilă întocmirea unor variante intermediare cu condiţia de a respecta încărcarea trimestrială rezultată în cadrul variantelor de bază ;

— din toate punctele de vedere, variantele de plan date de calculatorul electronic sînt superioare planului de producţie pe 1966, la programarea căruia s-au utilizat metodele obişnuite ;

— se constată, excepţie făcînd atelierul VI, unde există o lipsă acută de capacitate, că toate celelalte ateliere prezintă rezerve de capacitate, în cazul unei distribuiri raţionale a sarcinilor de plan ;

— utilizarea calculatoarelor electronice permite într-un timp scurt să se determine mai multe variante de plan şi să se facă o analiză multilaterală a acestora, alegîndu-se în final cea mai avantajoasă variantă pentru uzină, sau constituindu-se o variantă intermediară.

Aşa cum s-a arătat înainte, calculele au fost făcute luînd ca unitate tehnologică de bază atelierul — o unitate constituită din mai multe genuri de utilaje, în baza tehnologiei de grup. Pentru a adînci calculul, în continuare, s-a trecut la analiza încărcării grupelor de utilaje cu care sînt dotate atelierele, avînd în vedere că, o dată stabilită o variantă de plan care solicită raţional capacităţile de producţie, se

Tabela 5

Nr. crt.	Atelierul	Capacitatea, %	Încărcarea, % varianta I			Încărcarea, % varianta a II-a			Încărcarea, % varianta a III-a			Încărcarea, % plan 1966		
			tr. *II*	tr. *III*	tr. *IV*	tr. *II*	tr. *III*	tr. *IV*	tr. *II*	tr. *III*	tr. *IV*	tr. *II*	tr. *III*	tr. *IV*
1	I	100	87,00	79,80	81,00	82,50	86,50	79,00	84,00	81,70	82,10	108,00	74,00	59,30
2	II	100	88,60	69,50	95,60	88,50	82,00	83,20	87,00	73,00	94,30	107,00	72,80	69,30
3	III	100	65,00	57,50	67,50	63,80	66,50	59,70	64,50	58,50	67,20	80,00	56,40	50,30
4	IV	100	39,50	42,20	41,70	38,50	42,50	43,80	39,40	43,80	41,70	50,00	38,20	33,50
5	V	100	88,20	87,00	73,80	74,00	87,20	88,00	86,20	87,50	75,20	105,00	75,00	59,00
6	VI	100	123,00	122,00	105,00	122,00	123,00	105,50	130,00	116,00	104,50	152,00	96,40	92,00
Coeficientul de utilizare a capacităţii de producţie		100	81,82	76,58	79,29	77,80	81,20	77,20	81,94	76,88	77,52	100,20	68,00	60,50
Repartizarea producţiei valorice, %		100	33,70	35,00	31,30	32,80	35,30	31,90	34,30	34,40	31,20	42,20	29,60	28,20
Numărul de sortimente de plan		9	7	4	5	5	5	6	5	5	5	8	7	6

pot stabili, în mod obiectiv, atît rezervele de capacitate, cît şi „locurile înguste".

Pentru a putea trage o concluzie generală asupra dotării secţiei, în baza rezultatelor încărcării din fiecare atelier s-a întocmit în final un bilanţ al utilajelor pe întreaga secţie, din analiza căruia rezultă în mod clar şi fundamentat ştiinţific atît necesarul de utilaje de procurat (fundamentarea ştiinţifică a planului de investiţii la capitolul utilaje), cît şi rezervele de capacitate ce se pot folosi pentru acordarea colaborării cu alte secţii sau întreprinderi.

Calcule similare au fost întocmite şi în luna august 1966 pentru fundamentarea planului pe 1967.

În încheiere se precizează că la transformarea soluţiilor prezentate de calculator sub formă zecimală, în unităţi fizice, nu s-au înregistrat greutăţi. Făcîndu-se rotunjirile necesare pentru a obţine numere întregi, uniformitatea încărcării atelierelor şi secţiei în ansamblu s-a menţinut la un nivel apropiat de cel stabilit şi cu mult superior celor obţinute în practică pînă atunci.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mihoc, Gh., Ionescu, H.* Bazele matematice ale programării liniare. Bucureşti, Ed. ştiinţifică, 1965.

[2] *Smilauer, A.* Primele experienţe de planificare a producţiei cu ajutorul metodelor matematice într-o întreprindere constructoare de maşini. În: Padnikova organizace, nr. 9, 1962.

[3] *Biştoc, F. I., Smoliar, L. I. S.* Utilizarea metodelor matematice şi a maşinilor de calculat electronice la stabilirea programului de producţie, în cazul unei producţii cu nomenclatură diferită. În: Padnikova organizace, nr. 9, 1962.

[4] *Forbrig, G.* Die Anwendung der Optimalrechnung zur Bestimmung des günstigsten Produktionssortiments im Industriebetrieb. În: Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 5, 1960.

CZ 621.914.31 : 539.56 : 621.91.07

Determinarea prin aşchiere a rigidităţii maşinilor de frezat orizontal cu consolă

Eugen DODON

În cazul maşinilor de frezat orizontal, cu consolă, rigiditatea se determină pe baza relaţiei generale [1]:

$$R = \frac{P_y}{y}, \qquad (1)$$

în care:

R este rigiditatea totală a maşinii;

P_y — componenta forţei de aşchiere, perpendiculară pe suprafaţa prelucrată ($P_y = P_t$);

y — deformaţia întregii maşini, redusă la suprafaţa piesei în direcţia forţei P_y, datorită tuturor componentelor forţei de aşchiere.

În cele ce urmează se consideră cazul tipic al prelucrării suprafeţelor orizontale, deşi pe aceste maşini pot fi prelucrate şi suprafeţe cu diferite poziţii în spaţiu (suprafeţele orizontale au şi o frecvenţă mai mare).

Rigiditatea maşinilor de frezat orizontale a fost cercetată pînă în prezent prin măsuri statice [1], [2]. După cum se ştie, acestea nu permit o aproximare mai exactă a comportării maşinii în procesul de aşchiere. Mai reale în acest sens sînt metodele de determinare a rigidităţii prin aşchiere, care au fost concretizate pentru strunguri, maşini de rabotat, de alezat şi, în parte, pentru maşinile de rectificat.

În lucrare se concretizează această metodă pentru maşinile de frezat orizontal cu consolă şi se redau rezultatele şi concluziile ce decurg pentru o astfel de maşină produsă în Republica Socialistă România.

Determinarea rigidităţii unei maşini de frezat orizontale se efectuează, la fel ca pentru oricare tip de maşină-unealtă, prin ridicarea curbei de rigiditate. Pe baza principiului cunoscut al încărcării variabile este necesar să se asigure o încărcare din ce în ce mai mare, apoi o menţinere constantă a acesteia şi, în sfîrşit, o descărcare analogă fazei de creştere a solici-

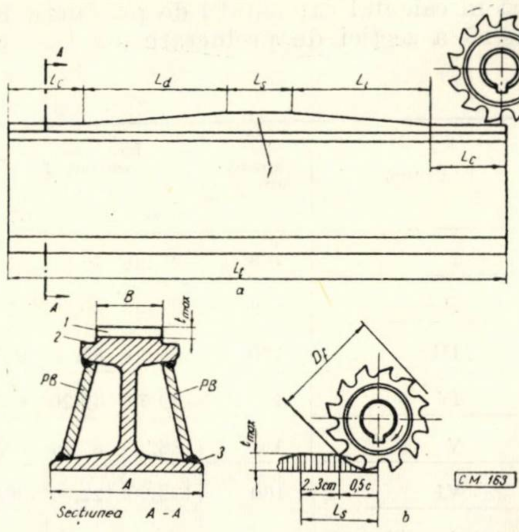


Fig. 1

tării. În acest scop s-a conceput o piesă de o anumită formă, a cărei prelucrare să asigure aceste faze (fig. 1 : *1* — partea care se aşchiază ; *2* — suprafeţele de comparaţie ; *3* — baza de prindere).

Partea care se aşchiază *1* este destinată să fie îndepărtată prin aşchiere ; pe această parte, care se compune din porţiunea de creştere a încărcării, de lungime L_i, din porţiunea de stabilizare, cu încărcare constantă şi de lungime L_s, şi din porţiunea de scădere a încărcării sau de descărcare, de lungime L_d, se copiază deformaţiile sistemului tehnologic elastic (STE) provocate de forţele din procesul de lucru.

Partea de aşchiat este încadrată la extremităţi de două porţiuni, de lungime l_c, denumite suprafaţa de contact, care definesc planul de bază al acestei părţi şi care trebuie deci să se afle în contact cu tăişurile frezei, înainte de intrare în aşchiere şi după ieşire.

Lungimea totală L_t a piesei este aleasă în funcţie de caracteristici, astfel ca să utilizeze, cu oarecari rezerve, lungimea mesei maşinii.

Lungimile de contact se admit în funcţie de freză, ca să permită verificarea poziţiei, respectiv contactului acesteia cu suprafaţa şi precizarea unei origini. De obicei este suficient $L_0 = 6\ldots10$ cm.

Lungimea L_s a porţiunii de stabilizare se aproximează în prealabil, dar trebuie verificată experimental pentru anumite modele. Minimul său depinde de adîncimea de aşchiere t şi de diametrul frezei D_t, iar lungimea sa este suficientă atunci cînd deformaţia copiată se menţine constantă. Pentru maşinile de dimensiuni mijlocii, cu îmbinările prelucrate normal, de obicei :

$$L_s = 0{,}5\,C + (2\ldots3) = 2\sqrt{t\,(D_f - t)} + (2\ldots3),\ \text{cm}, \qquad (2)$$

în care notaţiile corespund figurii 1, *b*.

Faţă de cele precizate rezultă lungimile porţiunilor de creştere şi scădere a încărcării — respectiv L_i şi L_d, care se admit egale.

Suprafeţele de comparaţie *2* nu sînt prelucrate în timpul probei de aşchiere pentru ridicarea diagramei de rigiditate. Ele se finisează după fixarea piesei pe masa maşinii şi înainte de această probă sau trecere de aşchiere.

Corpul piesei de încercare şi partea de prindere au fost alese astfel ca rigiditatea lor să fie maximă, deci să prezinte deformaţii minime la forţa de aşchiere şi, respectiv, să permită aplicarea unor forţe mari de strîngere în cît mai multe puncte pe lungime. Se observă (fig. 1,*a*) că profilul şinei de cale ferată, rigidizat suplimentar prin sudarea a două platbande *PB*, corespunde foarte bine scopului, mai ales pentru că oţelul fiind de mare rezistenţă, sînt necesare adîncimi de aşchiere mici. Piesa astfel obţinută poate fi utilizată la cîteva încercări.

Rigiditatea mare a piesei şi prinderea sa în cît mai multe puncte sînt de importanţă primordială, cu toate că ea se aşază cu întreaga suprafaţă de bază pe masa maşinii. Se evită în acest mod două feluri de erori, care se cumulează. Astfel, la o rigiditate insuficientă şi strîngere în cîteva puncte, apare în primul rînd o deformaţie a acesteia cu ocazia strîngerii, în jurul punctelor de aplicaţie a forţei unde are loc o deformaţie de contact mai puternică. Între aceste puncte, presiunea nominală de contact fiind destul de mare şi piesa puţin rigidă, aceasta se deformează formînd nişte ,,bolţi'' şi cu variaţii aproximativ asemenea (sinusoidale) ale presiunii de contact. La trecerea de aşchiere, cînd se îndepărtează stratul *1*, componenta normală a forţei provoacă deformaţia piesei şi variaţia sensibilă a presiunii şi deformaţiei de contact între punctele de prindere. Ca urmare se schimbă sensibil deformaţiile STE-ului, copiate pe piesă. După trecerea sculei, se revine din deformaţie şi suprafeţele de comparaţie dau o origine greşită a cotelor.

Toate acestea pot fi puse uşor în evidenţă cu o piesă elastică după direcţia normalei la suprafaţă şi care aparent nu ar mai fi corespunzător unei încercări la rigiditate. Experimental, s-a verificat cu piesa din figura 2, avînd aceleaşi dimensiuni ale părţii de aşchiat. Curba erorilor datorită deformaţiei la trecerea de aşchiere, cu această piesă strînsă în patru puncte (L_t a fost de circa 60 cm), este redată în figura 3. Rezultatele atestă clar necesitatea rigidităţii ridicate a piesei. Pentru construcţia din figura 1, aceste erori sînt în limitele $a \pm 1$ µm, deci tolerabile.

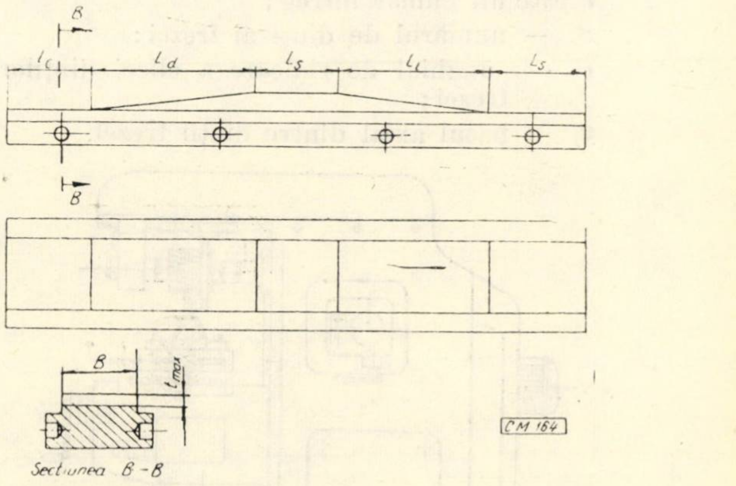
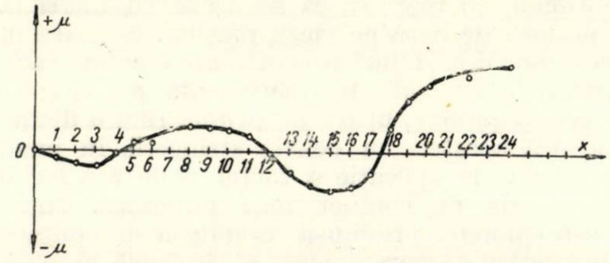


Fig. 2

Din cele de mai sus rezultă clar calităţile piesei cu forma din figura 1, care se recomandă deci la aceste încercări. Pentru dimensionarea sa concretă mai trebuie stabilite lăţimea şi adîncimea maximă de aşchiere.

O lăţime prea mare poate scoate în evidenţă variaţia rigidităţii după direcţia transversală la masă (fig. 4), însă este mai indicat a face în acest scop cîteva determinări speciale în poziţii ale saniei transversale convenabil alese. Totodată este limitativă şi lăţimea sculei cu care se face încercarea.



Nr. punct. de abscisă x	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Deformaţia măsurată, μ	-1	-2	-3	0	3	3	7	7	7	7	5	0	-5	-7	-10	-7	-5	7	14	16	25	20	23	23

C.M 165

Fig. 3

În cazul general, utilizîndu-se o freză cu dinţi înclinaţi pentru a crea solicitările cazurilor reale de exploatare, lăţimea poate rezulta din condiţia oscilaţiilor minime ale forţei tangenţiale:

$$B = i \frac{\pi D_f}{z \cdot \operatorname{tg} \omega} = i\, y_f, \tag{3}$$

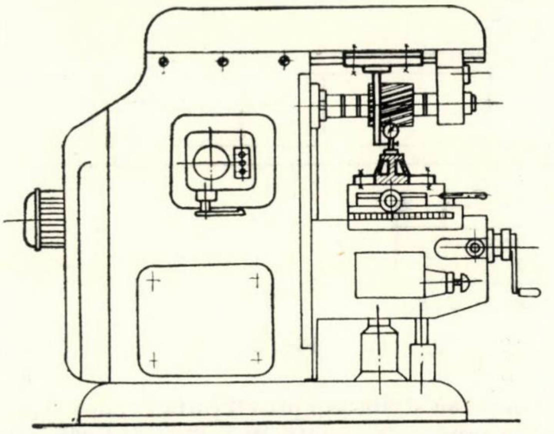
unde:

i este un număr întreg;

z — numărul de dinţi ai frezei;

ω — unghiul de ridicare a elicei dinţilor frezei;

y_f — pasul axial dintre dinţii frezei.



C.M 166

Fig. 4

La realizarea unei piese dintr-o şină de cale ferată, relaţia (3) se satisface uşor. Se are în vedere, în legătură cu aceasta, că fiecare suprafaţă de comparaţie *2* este indicat să prezinte o lăţime de circa 1 cm.

Dacă relaţia (3) nu este satisfăcută, pe porţiunile de aşchiat cu adîncime variabilă (fig. 1), forţa de aşchiere va avea oscilaţii sensibile de la mărimea medie, cu variaţia aproximativ liniară.

Valoarea maximă a adîncimii de aşchiere se calculează pe baza forţei tangenţiale maxime admisibile în general la maşină ($P_{t\ max\ adm}$) sau numai la determinarea rigidităţii. Adică este necesar ca:

$$P_{t\ max} < P_{t\ max\ adm}. \tag{4}$$

În acest scop se admite întîi un avans care să asigure o calitate a suprafeţei suficientă pentru măsurări şi însăşi freza cu care se va efectua încercarea. Adîncimea maximă rezultă deci din relaţia cunoscută:

$$P_{t\ max} = C_p \cdot \left(\frac{t_{max}}{D_f}\right)^{x_p} \cdot s_d^{y_p} \cdot B\, z, \tag{5}$$

în care:

C_p este coeficientul expresiei forţei tangenţiale;

s_d — avansul pe dinte;

z — numărul de dinţi ai frezei.

Dacă se consideră o forţă tangenţială $P_t = 500 \ldots 700$ kgf (valoare indicată pentru maşinile produse în R.S.R.), la un OL 70 rezultă $t_{max} = 5$ mm, deci piesa din şină poate fi utilizată la cîteva determinări.

Pentru efectuarea încercării, piesa se fixează pe masa maşinii în cît mai multe puncte, înlăturîndu-se aşchiile sau alte corpuri ce ar putea pătrunde între piesă şi masă cu ocazia prinderii.

După fixarea definitivă a piesei, cu ajutorul unei freze disc se efectuează finisarea suprafeţelor de comparaţie *2*, cu avans mic şi viteză mare de aşchiere. Precizia finisării se controlează cu comparatorul de sutime fixat pe braţul suport (fig. 4). Abaterea indicată de comparator, pentru toată lungimea piesei, nu trebuie să depăşească abaterea geometrică admisă pentru masa maşinii, la aceeaşi lungime de cursă. În aceste condiţii finisarea se consideră satisfăcătoare.

Se trece apoi la precizarea unei origini a deplasărilor longitudinale ale mesei. Este comod ca aceasta să corespundă poziţiei pentru care scula se află la jumătatea lungimii de contact L_0 (fig. 1). Ea se reperează pe suprafeţele de comparaţie *2* şi pe roata de mînă, sau se introduce în sistemul de comandă (în cazul cînd acesta este numeric şi nu există roată de mînă).

Faţă de originea precizată la diferite abscise, se măsoară adîncimea de aşchiat existentă realmente pe obiect, din nou, cu comparatorul fixat pe braţul suport (fig. 4) şi avînd ca origine planul de bază al suprafeţelor de contact L_0. Valorile se reţin la diferenţe egale ale abscisei citite la discul gradat al roţii de mînă, masa deplasîndu-se în sensul în care se va executa aşchierea. Rezultă astfel de fapt o diagramă a adîncimii de aşchiat în lungul piesei. Pentru aceasta este evident suficientă precizia de sutime.

Se trece apoi la efectuarea probei, a încercării propriu-zise, care necesită îndepărtarea la o trecere a părţii de aşchiat. În acest scop se montează o freză cilindrică cu dinţi înclinaţi, avînd lăţimea $L_f > B$, şi se stabileşte adîncimea ridicînd consola maşinii pînă ce freza atinge suprafaţa respectivă de contact L_c în zona originii precizate a abscisei. La acest contact freza nu trebuie să îndepărteze un strat mai adînc de 0,1 mm, deoarece, pentru această adîncime, forţele sînt încă practic nule şi nu creează deformaţii în maşină. Avînd avansul stabilit conform celor de mai sus, se determină o viteză de aşchiere (de exemplu de circa 45 m/min) şi se efectuează aşchierea, îndepărtîndu-se la o trecere partea de aşchiat *1* (fig. 1), fără a se schimba avansul sau turaţia şi fără a se întrerupe procesul de aşchiere.

După terminarea aşchierii se efectuează măsurările, însă cu un comparator de miime fixat în acelaşi mod (fig. 4), cu care se citeşte bătaia după normală a piesei în mijlocul lăţimii frezate, şi anume la fiecare abscisă la care s-a citit mărimea adîncimii, după ce s-a luat ca valoare de zero poziţia palpatorului în zona originii, adică pe suprafaţa de contact (L_c) respectivă. Valorile citite ale bătăilor piesei nu sînt decît deformaţiile maşinii la diferite forţe de aşchiere, adică deformaţiile y din relaţia (1).

Pentru a se obţine diagrama de rigiditate mai trebuie determinate forţele P_y, de asemenea pentru abscisele pentru care s-au măsurat bătăile piesei după aşchiere. Se recurge în acest scop la relaţia cunoscută (5).

Adîncimea care se introduce în relaţia (5) este de fapt adîncimea de aşchiere. Ea se determină evident pe baza diagramei ridicate prin măsurarea cu comparatorul a adîncimii de aşchiat de pe piesă, dar nu este egală cu aceasta la diferitele abscise, tocmai datorită variaţiei liniare a primei. Trebuie deci stabilită prin calcul o corespondenţă între valorile adîncimii de aşchiat de pe piesă şi cele ale adîncimii de aşchiere a frezei la diferite abscise la care se face citirea bătăii piesei, după aşchiere.

Se consideră în legătură cu aceste adîncimi schema aşchierii din figura 5. Se notează cu: t_{0b} — adîncimea de aşchiat măsurată pe obiect la abscisa curentă x_f a centrului frezei, unde de fapt se copiază deformaţia pe suprafaţa prelucrată, şi cu t_{as} — adîncimea de aşchiere care încarcă realmente freza, determinînd mărimea forţei de aşchiere. Se observă că:

$$t_{as} = t_{0b} + t_f, \qquad (6)$$

în care t_f este de fapt diferenţa între cele două adîncimi. Cum t_{0b} este cunoscut prin măsurare, este necesar să se determine t_f.

Evident, t_f depinde de înclinaţia ω a suprafeţei obiectului şi de diametrul frezei. Pentru a-l determina exact se consideră notaţiile din figura 5, în care s-a trasat $\overline{OP} \perp \overline{EA}$ şi $\overline{EB} \perp \overline{OC}$.

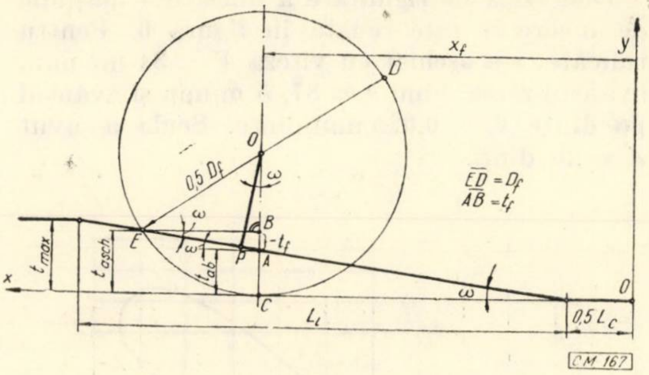


Fig. 5

Se vede că:

$$\overline{OA} = 0{,}5\ D_f - t_{0b}, \qquad (7)$$

iar:

$$\overline{OP} = \overline{OA}\cos\omega = (0{,}5\ D_f - t_{0b})\cos\omega \qquad (8)$$

şi

$$\overline{PA} = \overline{OA}\sin\omega = (0{,}5\ D_f - t_{0b})\sin\omega. \qquad (9)$$

Totodată:

$$\overline{EP} = \sqrt{\overline{EO}^2 - \overline{OP}^2},$$

în care $\overline{EO} = 0{,}5\ D_f$, iar $\overline{OP}$ este dat de relaţia (8). Deci înlocuind şi efectuînd operaţiile adecvate rezultă:

$$\overline{EP} = \sqrt{t_{0b}(D_f^2 - 1)\cos^2\omega + 0{,}25\ D_f^2\sin^2\omega}. \qquad (10)$$

Ipotenuza $\overline{EA}$, care permite să se determine t_f, este suma:

$$\overline{EA} = \overline{EP} + \overline{PA}, \qquad (11)$$

în care, înlocuind în funcţie de relaţiile (10) şi (9), se obţine:

$$\overline{EA} = \sqrt{t_{0b}(D_f - 1)\cos^2\omega + 0{,}25\ D_f^2\sin^2\omega} + \\ + (0{,}5\ D_f - t_{0b})\sin\omega. \qquad (12)$$

Ţinînd seamă de $t_f = \overline{EA}\cdot\sin\omega$, după înlocuire în (6) rezultă:

$$t_{aş} = t_{0b} + [(0{,}5\ D_f - t_{0b})\sin\omega + \\ + \sqrt{t_{0b}(D_f - 1)\cos^2\omega + 0{,}25\ D_f^2\sin^2\omega}]\sin\omega, \qquad (13)$$

relaţie cu care se determină $t_{aş}$; apoi, cu relaţia (5) se calculează forţa P_t, deci P_y, cu care se construieşte diagrama de rigiditate.

Experimentarea metodei a fost efectuată pe cîteva maşini de frezat orizontale, cu consolă, produse în R.S.R. S-a urmărit totodată să se studieze comportarea acestora la rigiditate, pentru eventualele îmbunătăţiri.

Diagrama de rigiditate a uneia din maşinile de încercare este redată în figura 6. Pentru ridicare, s-a aşchiat cu viteza $V = 34$ m/ min, avansul mesei fiind $s = 37, 5$ m/min şi avansul pe dinte $s_z = 0{,}025$ mm/dinte. Scula a avut $Z = 20$ dinţi.

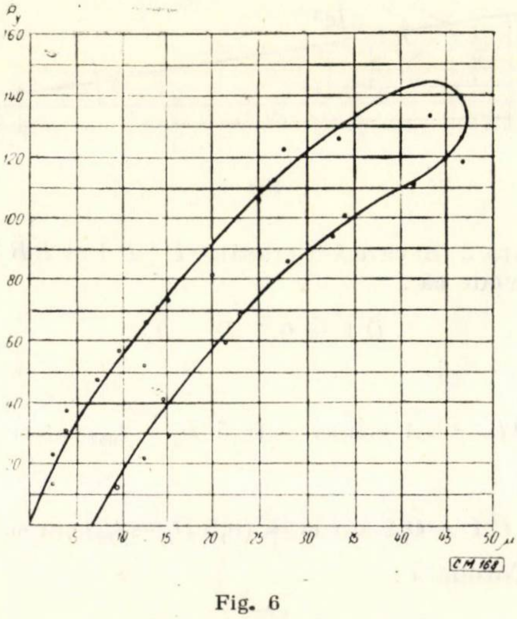


Fig. 6

S-a obţinut o încărcare suficientă şi o bună calitate a suprafeţei, măsurîndu-se bătăile în bune condiţii. Maşinile au fost încercate fără barele de rigidizare.

Considerînd o medie pentru maşinile încercate, a rezultat:

$$R = 3\ 5000 \text{ kgf/mm.}$$

Această valoare medie nu poate fi deocamdată comparată cu altele, deoarece nu există decît date asupra rigidităţii statice pentru astfel de maşini [1]. Ea poate servi însă ca mărime de comparaţie pentru îmbunătăţirea în continuare a rigidităţii modelelor ce se vor produce.

Din analiza comportării maşinilor încercate şi pe baza unor măsurări simple, de descompunere a deformaţiei totale a maşinii, s-a stabilit că braţul suport este veriga cea mai slabă în bilanţul total al rigidităţii, cota parte a deformaţiei acestuia fiind foarte mare.

Rigiditatea braţului suport se poate îmbunătăţi prin evitarea oricăror găuri de scoatere a miezurilor după direcţia transversală şi prevăzînd această scoatere numai axial, prin capete. Creşterea dimensiunilor sale transversale, inclusiv a sistemului de ghidare, fără a-i creşte greutatea, deci adoptarea unei forme mai judicioase cu moment de inerţie mai mare, ar avea de asemenea un efect pozitiv sensibil. Se vor putea astfel îmbunătăţi caracteristicile de exploatare ale acestor maşini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sokolovski, A. P.* Naucinik osnovî tehnologhii maşinostroenia. Moscova, Maşghiz, 1955.

]2] *Kucer, I. M.* şi *Kucer, A. M.* Modernizaţia stankov Moscova, Maşghiz, 1953.

CZ 621.923.048.4 : 621.9.025.7 : 669.018.95

Cercetări privind determinarea tehnologiei optime de rectificare anodo-mecanică a plăcuțelor din aliaje dure metaloceramice

Alexandru NICHICI, Ioan POPOVICI, Ștefan GHEORGHIU

Rectificarea plăcuțelor din aliaje dure metaloceramice destinate armării sculelor așchietoare reprezintă unul din domeniile de aplicare cu maximă eficacitate tehnico-economică a procedeului de prelucrare anodo-mecanic. Principalele avantaje ale acestuia sînt posibilitatea varierii ușoare, rapide și în limite largi a corelației prelevare de material — netezime a suprafețelor prelucrate, pe aceeași instalație de prelucrare, costul redus al electrozilor sculă utilizați și consumul scăzut de energie electrică.

În literatura de specialitate [1], [2], [3] se evidențiază ca principali indicatori tehnologici ai procesului de rectificare anodo-mecanică productivitatea prelucrării și netezimea suprafețelor prelucrate, arătîndu-se, în general și uneori fără o suficientă argumentare teoretico-experimentală, influența exercitată asupra acestora de către unii parametri electrici, mecanici, fizici și chimici ai procesului (tensiunea și curentul de lucru, presiunea dintre sculă și piesă, densitatea lichidului de lucru).

Datorită operării exclusiv cu mărimi integrale, nespecifice, rezultatele experimentale prezentate în literatură nu permit determinarea legilor de interdependență dintre parametrii procesului și caracteristicile tehnologice ale prelucrării și nici exprimarea acestora într-o formă explicită, ușor de urmărit. Din această cauză nici problema optimizării rectificării anodo-mecanice nu poate fi abordată într-un mod unitar și multilateral, ceea ce împiedică valorificarea deplină în condiții de exploatare a posibilităților procesului.

Pornind de la situația existentă, în lucrarea de față se determină condițiile optime de rectificare anodo-mecanică a plăcuțelor din aliaj dur metaloceramic K 10 (STAS 6374—61), în funcție de materialul electrodului sculă și de viteza mișcării relative dintre sculă și piesă, pentru al căror studiu literatura de specialitate este deficitară și contradictorie.

De asemenea, se elaborează o metodă grafo-analitică pentru exprimarea interdependenței dintre netezimea impusă suprafeței prelucrate, puterea electrică specifică introdusă în spațiul de lucru, materialul sculei, viteza mișcării relative și timpul tehnologic principal unitar de rectificare într-o nomogramă complexă, ce poate fi utilizată pentru stabilirea tehnologiei optime de prelucrare.

Determinarea condițiilor optime de rectificare anodo-mecanică

În procesul prelucrării anodo-mecanice prelevarea materialului piesei se realizează prin dizolvarea anodică și eroziune electrică și este determinată de valoarea densității de curent electric în zona de interacțiune sculă-piesă [4] prin intermediul tensiunii și curentului de lucru, presiunii și vitezei mișcării relative dintre sculă și piesă, calității și debitului de electrolit introdus în spațiul de lucru [1]. O influență importantă asupra prelevării de material este exercitată și de către proprietățile fizice, chimice, termice și mecanice ale materialelor electrodului sculă și piesei.

În aceste condiții are un caracter esențial legătura între cantitatea de material prelevată din piesă Q, mm^3 și energia electrică mijlocie introdusă în spațiul de lucru W_m, J :

$$Q = f(W_m) \tag{1}$$

și, respectiv, între productivitatea prelucrării Q_t, mm^3/min și puterea electrică mijlocie specifică P_A, W/mm^2 :

$$Q_t = f(P_A), \tag{2}$$

unde :

$$W_m = U_m I_m t_p = P_m t_p ; \tag{3}$$

și :

$$P_A = \frac{P_m}{A} = \frac{U_m I_m}{A} = U_m j_m, \tag{4}$$

în care :

$$P_m,\ W ;\ U_m,\ V ;\ I_m,\ A ;\ j_m,\ A/\text{mm}^2$$

sînt respectiv valorile mijlocii ale puterii, tensiunii, curentului și densității de curent electric ; A, mm^2 este mărimea suprafeței de interacțiune sculă-piesă, iar t_p, s durata prelucrării.

În figura 1 s-a reprezentat grafic relația (2) concretizată pentru cazul rectificării anodo-mecanice a plăcuțelor din aliaj dur K 10, utilizînd ca material pentru electrodul sculă alamă, cupru, fontă cenușie și oțel moale. Condițiile cercetării experimentale sînt precizate în anexă.

Un element caracteristic al curbelor reprezentate, din punct de vedere al regimurilor de lucru utilizate, este plasarea punctelor de funcționare în zonele limitrofe cotului ce indică începutul acțiunii mecanismului de prelevare prin eroziune electrică a materialului piesei. Porțiunea din stînga acestui cot corespunde dizolvării anodice, iar porțiunea liniară din dreapta acestuia, acțiunii simultane a dizolvării anodice, cu contribuție din ce în ce mai mică la prelevare, din cauza pasivării mecanice și eroziunii electrice, a cărei pondere în procesul prelevării este în creștere.

Trebuie subliniat că domeniul cercetat al puterilor electrice specifice este cel mai avantajos pentru procesul tehnologic de rectificare anodo-mecanică deoarece, pe de o parte, exploatează în condiţii de productivitate maximă fenomenul de dizolvare anodică şi, pe de altă parte, în fenomenul electroeroziv utilizează descărcări electrice nestaţionare de energie relativ mică, care generează rugozităţi ale suprafeţelor prelucrate în limitele admisibile procesului de rectificare.

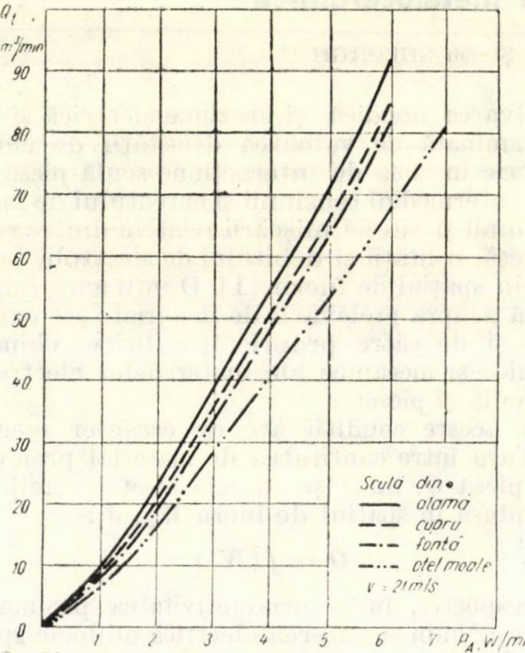


Fig. 1

Curbele reprezentate în figura 1 confirmă o influenţă sensibilă a materialului sculei asupra procesului de prelevare.

Remarcabilă în acest sens este comportarea electrozilor sculă din alamă, experimentaţi pentru întîia oară în cazul rectificării anodo-mecanice a plăcuţelor din aliaje dure, la utilizarea cărora, indiferent de mărimea vitezei mişcării relative v, m/s, se obţin valori maxime ale lui Q_t. Celelalte materiale încercate se plasează în ordinea descreşterii lui Q_t în modul următor : cupru, fontă cenuşie, oţel moale. Considerînd productivitatea Q_t egală cu unitatea în cazul sculelor din alamă, se obţine pentru cupru, fontă şi oţel, respectiv 0,84, 0,78 şi 0,69.

Din examinarea curbelor reprezentate se poate însă crea aparenţa că, în condiţii date, există posibilitatea creşterii nelimitate a productivităţii Q_t prin mărirea corespunzătoare a puterii electrice specifice P_A în spaţiul de lucru. În realitate însă se observă că, în relaţia (4), P_A poate fi majorat prin mărirea lui U_m şi j_m. Creşterea lui U_m este limitată în cazul folosirii ca lichid de lucru a sticlei apoase la valori de maximum 28—30 V, pentru împiedicarea formării unor descărcări electrice prin arc staţionar între sculă şi piesă. Majorarea lui j_m este însoţită, în condiţii date, de creşterea vitezei de formare a peliculei anodice pasive şi presupune aplicarea în vederea depasivării a unei presiuni mărite între sculă şi piesă. Creşterea peste anumite limite a presiunii este însă nedorită întrucît conduce la reducerea cantităţii de material prelevat [4].

Rezultă că, în condiţii date, mărirea productivităţii prelucrării prin mărirea lui P_A este limitată prin însăşi natura procesului de prelevare anodo-mecanic.

Aceasta rezultă şi mai evident din analiza figurii 2 în care s-a reprezentat dependenţa cantităţii de material prelevat corespunzătoare unităţii de energie electrică consumată Q_W, mm³/J :

$$Q_W = \frac{Q}{W_m}, \tag{5}$$

în funcţie de P_A.

Curbele obţinute atestă tendinţa de plafonare a lui Q_W la anumite valori, ce depind, în condiţii date, de materialul electrodului sculă (valorile maxime ale lui Q_W se obţin la utilizarea sculelor din alamă).

Depăşirea acestor valori presupune introducerea unor puteri specifice P_A mult mai mari şi implicit creşterea sensibilă a consumului de energie electrică, ceea ce micşorează rentabilitatea prelucrării.

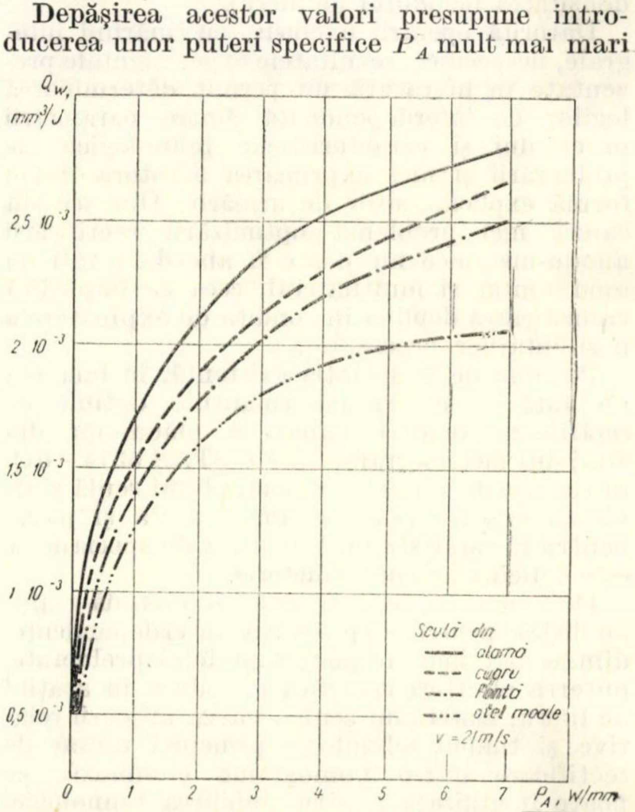


Fig. 2

Intensificarea procesului de prelevare a materialului presupune deci modificarea altor parametri ai procesului (proprietățile lichidului de lucru electrolit, presiunea și viteza mișcării relative între sculă și piesă, materialul sculei etc.) astfel încît să devină posibilă introducerea unor puteri electrice specifice sporite în spațiul de lucru.

În afara productivității prelucrării, din punct de vedere tehnologic interesează în cea mai mare măsură și calitatea suprafețelor prelucrate, în particular netezimea acestora.

Trebuie remarcat că prin natura fenomenelor fundamentale, microneregularitățile de pe suprafețele prelucrate anodo-mecanic sînt provocate în mod exclusiv prin efectul eroziv al descărcărilor electrice, acțiunea dizolvării anodice constînd în netezirea asperităților rezultate prin eroziune.

La puteri specifice mici, realizate prin aplicarea unor tensiuni electrice scăzute, nu au loc descărcări electrice între sculă și piesă, acționînd în exclusivitate dizolvarea anodică, ceea ce are ca efect netezirea suprafeței. La puteri specifice mai mari acționează simultan prelevarea prin dizolvarea anodică și prin eroziune electrică, influența celei dintîi fiind de mai mică importanță. Rezultă înălțimi ale microneregularităților mai mari.

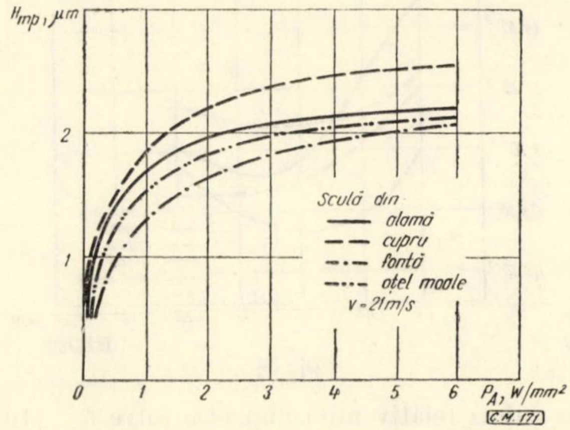


Fig. 3

Se poate aprecia că netezimea suprafeței este determinată de puterea electrică specifică P_A. O influență de al doilea ordin este de așteptat în condițiile analizate din partea materialului sculei și vitezei mișcării relative.

Dependența netezimii suprafeței, caracterizată prin abaterea medie pătratică a microneregularităților H_{mp}, de materialul electrodului sculă la rectificarea anodo-mecanică a plăcuțelor din aliaj dur K 10, în condițiile de experimentare precizate în anexă, este reprezentată în figura 3.

Datorită proporționalității productivității prelucrării și înălțimii microneregularităților cu puterea electrică specifică, era de așteptat ca, la puteri specifice P_A date, materialele electrozilor sculă ce determină prelevări maxime să conducă la cele mai ridicate valori ale lui H_{mp} și reciproc. Se constată însă că, indiferent de valoarea vitezei mișcării relative dintre sculă și piesă, această regulă nu este respectată în cazul sculelor din fontă cenușie și alamă, la utilizarea cărora se obțin netezimi ale suprafețelor superioare celor obținute în cazul folosirii sculelor din oțel și, respectiv, cupru (fig. 3).

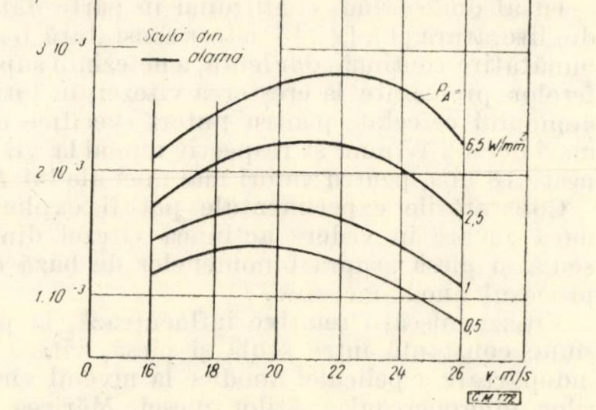


Fig. 4

Este interesant de observat faptul că la P_A constant, H_{mp} este cu atît mai mic cu cît duritatea materialului sculă este mai mare.

Pentru a studia influența vitezei mișcării relative dintre sculă și piesă asupra principalilor indicatori ai rectificării anodo-mecanice, la valori constante ale lui P_A, s-au reprezentat dependența lui Q_W, în cazul sculelor din alamă (fig. 4) și dependența lui H_{mp}, în cazul sculelor din fontă cenușie (fig. 5) ca funcții de v, considerate ca cele mai tipice.

Din analiza acestora se desprind observații interesante.

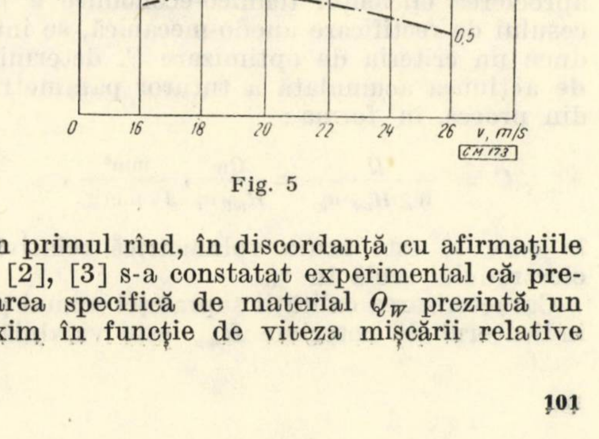


Fig. 5

În primul rînd, în discordanță cu afirmațiile din [2], [3] s-a constatat experimental că prelevarea specifică de material Q_W prezintă un maxim în funcție de viteza mișcării relative (fig. 4). În condiţiile de cercetare indicate, acest maxim se plasează între 16 şi 26 m/s, mai precis în jurul valorilor de 20 — 22 m/s. Cu creşterea puterii specifice P_A maximele lui Q_W se deplasează în spre valorile mai mici ale vitezei v.

În al doilea rînd, confirmînd în parte datele din literatură [1], [2], [3] a fost constatată o îmbunătăţire continuă, dar lentă, a netezimii suprafeţelor prelucrate la creşterea vitezei, în întreg domeniul cercetat, pentru puteri specifice mai mari decît 2 W/mm² şi respectiv numai la viteze peste 18 m/s, pentru valori mai mici ale lui P_A.

Constatările experimentale pot fi explicate dacă se are în vedere acţiunea vitezei dintre sculă şi piesă asupra fenomenelor de bază din procesul anodo-mecanic.

Viteza mişcării relative influenţează, la presiune constantă între sculă şi piesă, viteza de îndepărtare a peliculei anodice la nivelul vîrfurilor microneregularităţilor piesei. Mărirea vitezei determină în acest fel o intensificare a fenomenului dizolvării anodice şi o creştere a probabilităţii de apariţie simultană a mai multor descărcări în cadrul fenomenului electroeroziv, deci o mărire a prelevării de material. În acelaşi timp, dată fiind puterea limitată a sursei de alimentare, rezultă o reducere a energiei fiecărei descărcări electrice şi deci o micşorare a înălţimii asperităţilor, în special la P_A mari, unde prelevarea se face din ce în ce mai mult prin eroziune electrică.

Pe de altă parte, viteza mişcării relative influenţează şi repartizarea între anod şi catod a energiei descărcărilor electrice din fenomenul electroeroziv în sensul că, cu creşterea vitezei, energia transmisă piesei scade. Aceasta deoarece, aşa cum se demonstrează în [5], canalul descărcării este fix pe anod şi se deplasează faţă de catod. Ca urmare, în condiţii date, prelevarea de material poate scădea la depăşirea unor anumite valori ale lui v.

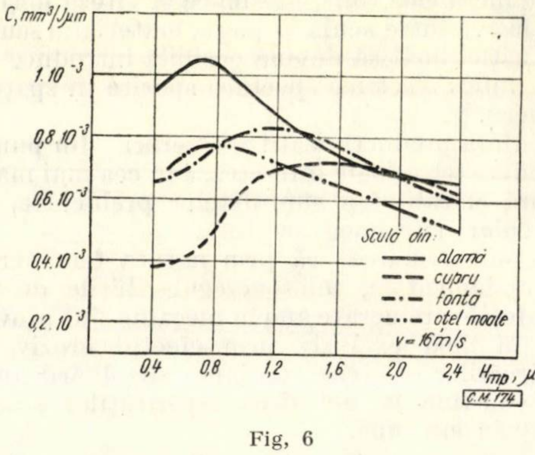
Rezultă că mărimea vitezei v, limitată deocamdată datorită dificultăţilor legate de introducerea şi menţinerea lichidului de lucru în spaţiul dintre sculă şi piesă, reprezintă una dintre rezervele potenţiale pentru creşterea puterii electrice în zona de lucru şi îmbunătăţirea caracteristicilor tehnologice ale prelucrării.

Avînd în vedere faptul că în literatura de specialitate nu sînt elaborate criterii pentru aprecierea eficienţei tehnico-economice a procesului de rectificare anodo-mecanică, se introduce un criteriu de optimizare C, determinat de acţiunea acumulată a tuturor parametrilor din proces, în forma:

$$C = \frac{Q}{W_m H_{mp} u_v} = \frac{Q_W}{H_{mp} u_v}, \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{J} \cdot \mu\text{m}\,\%}, \qquad (6)$$

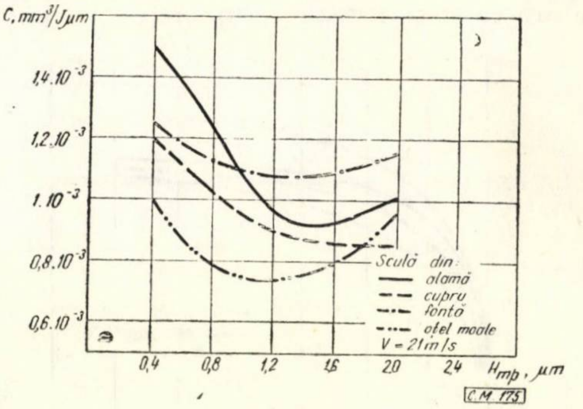
în care u_v este uzura volumetrică relativă a electrodului sculă în %.

Caracterizarea calităţii suprafeţei numai prin indicatorul de netezime H_{mp} este valabilă în ipoteza asigurării unei macrogeometrii corecte şi unui strat superficial lipsit de defecte, condiţii realizate în experimentarea efectuată.

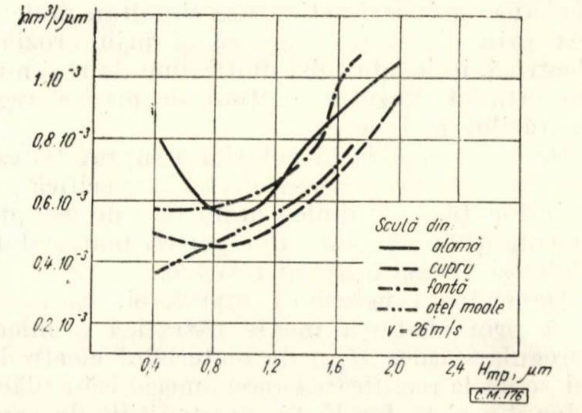


Fig, 6

Pentru cazul particular al rectificării anodomecanice a plăcuţelor din aliaje dure metaloceramice, la care uzura volumetrică relativă u_v are valori relativ mici cuprinse între 5 ÷ 10% [3], iar volumul părţii active a sculei-disc este mult mai mare decît volumul de material ce trebuie îndepărtat din semifabricat, u_v poate fi neglijat, în primă analiză, în relaţia (6).



Fig, 7



Fig, 8

În figurile 6, 7, 8 s-a reprezentat variaţia criteriului C în funcţie de netezimea suprafeţelor prelucrate, pentru diferite materiale şi viteze periferice ale sculelor utilizate în cercetarea experimentală efectuată.

Analiza curbelor obţinute permite evidenţierea condiţiilor optime de rectificare anodo-mecanică a plăcuţelor din aliaj dur K 10 în funcţie de materialul sculei şi viteza mişcării relative v.

Astfel, dacă există posibilitatea înlocuirii sculei în funcţie de treptele regimului de lucru, la regimuri fine se recomandă utilizarea sculelor din alamă, iar la regimuri dure a sculelor, din fontă cenuşie. Dacă această posibilitate nu există sînt de preferat sculele din alamă, care asigură, la regimuri fine, unde prelevarea de material este mică, un criteriu de optimizare superior.

În general, experienţele efectuate arată că pentru obţinerea unei prelevări maxime de material sînt indicate sculele din alamă, iar pentru obţinerea unei netezimi fine, sculele din fontă cenuşie. În condiţiile cercetate nu se recomandă folosirea sculelor din cupru şi oţel moale.

În ceea ce priveşte viteza mişcării relative, valoarea optimă este 21 m/s deoarece :

— se asigură valorile cele mai mari ale lui C la regimuri de lucru fine; pentru $H_{mv} = 0{,}4$ µm, indiferent de materialul sculei, pentru C se obţin valori peste $1 \cdot 10^{-3}$ faţă de $0{,}4 \cdot 10^{-3}$ la 16 şi 26 m/s;

— se asigură valori maximale ale lui C pentru scule din alamă şi fontă cenuşie la regimuri de lucru dure; pentru $H_{mv} = 2$ µm, C este mai mare decît $1 \cdot 10^{-3}$.

Metodă pentru determinarea grafoanalitică a tehnologiei de rectificare anodo-mecanică

Pentru a exprima într-o formă explicită şi uşor de urmărit interdependenţa dintre parametrii procesului rectificării anodo-mecanice şi indicatorii tehnologici ai prelucrării efectuate se impune introducerea unor mărimi specifice caracteristice.

Astfel, de exemplu, din punct de vedere energetic prezintă o deosebită importanţă cantitatea de energie electrică necesară pentru prelevarea unităţii de volum din materialul semifabricatului :

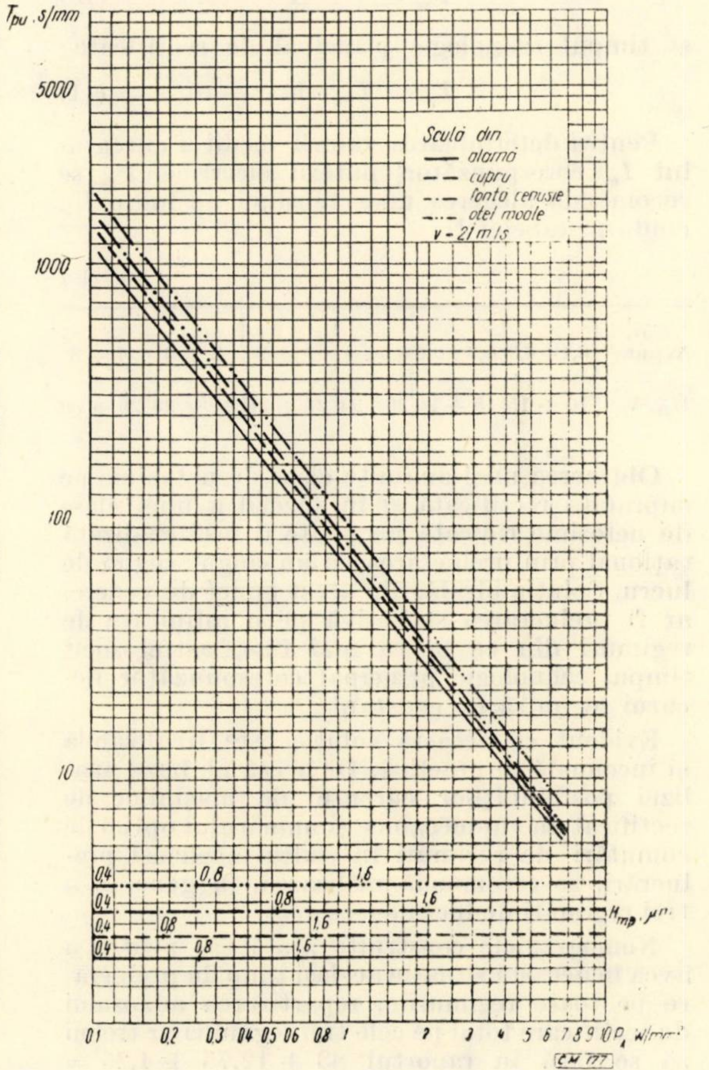
$$W_v = \frac{W_m}{Q}, \quad \frac{\text{J}}{\text{mm}^2}. \qquad (7)$$

W_v poate fi însă interpretat şi ca energia necesară pentru îndepărtarea de pe unitatea de suprafaţă a unui adaos de prelucrare unitar, avînd în această formă dimensiunea J/mm².mm.

Raportînd W_v la P_A se obţine timpul tehnologic principal unitar necesar pentru îndepărtarea unui adaos de prelucrare unitar de pe întreaga suprafaţă pe care s-a introdus o putere electrică specifică egală cu P_A :

$$T_{pu} = \frac{W_v}{P_A}, \quad \frac{\text{s}}{\text{mm}}. \qquad (8)$$

Pe baza datelor obţinute în cercetarea experimentală au putut fi determinate prin calcul P_A, W_m, Q, W_v şi T_{pu}, devenind posibilă evidenţierea interdependenţei dintre netezimea suprafeţelor rectificate anodo-mecanic, puterea electrică specifică, materialul sculei, viteza mişcării relative şi timpul tehnologic principal unitar de rectificare.



Fig, 9

Dat fiind numărul mare de parametri urmăriţi şi pentru a asigura o reprezentare cît mai compactă a rezultatelor, s-a recurs la utilizarea unei nomograme cu scări logaritmice, în care funcţiile $T_{pu} = f(P_A)$ sînt practic linii drepte.

O astfel de nomogramă, construită pentru $v = 21$ m/s, este reprezentată în figura 9.

Nomograma poate fi utilizată pentru stabilirea regimului electric de lucru, prin aplicarea căruia să se obţină o valoare impusă a lui H_{mp} pe suprafeţele rectificate şi a duratei necesare pentru îndepărtarea unui adaos de prelucrare h, mm pe baza schemei :

$$H_{mp} \rightarrow \text{material sculă} \rightarrow P_A \rightarrow T_{pu}. \quad (9)$$

Astfel, pentru un caz concret de prelucrare, cînd mărimea suprafeţei de rectificat este A, mm² şi adaosul de rectificare este h, mm, se obţine puterea electrică medie ce trebuie introdusă în spaţiul de lucru :

$$P_m = P_A \cdot \mathrm{A} \quad (10)$$

şi timpul tehnologic principal de rectificare :

$$T_p = T_{pu} \cdot \mathrm{h}. \quad (11)$$

Pentru determinarea valorii medii a curentului I_m corespunzător puterii electrice P_m se recomandă alegerea unor tensiuni de lucru U_m conform tabelei 1.

Tabela 1

P_A, W/mm²	0,1÷0,3	0,3÷0,6	0,6÷1	1 ÷ 2	2 ÷ 4	4 ÷ 8
U_m, V	10 ÷ 15	15 ÷ 20	20÷24	22 ÷ 26	24 ÷ 28	26 ÷ 30

Obţinerea unei anumite clase de netezime pe suprafaţa rectificată şi în special a unei clase de netezime ridicată nu poate fi însă realizată raţional prin prelucrarea cu un singur regim de lucru. Soluţia ideală, din acest punct de vedere, ar fi prelucrarea succesivă pe o infinitate de regimuri din ce în ce mai fine, astfel încît timpul tehnologic principal corespunzător fiecărui regim să fie constant.

Evident că această soluţie este irealizabilă şi incomodă în practică. De aceea pe baza analizei posibilităţilor curente ale maşinilor de rectificat anodo-mecanice şi numărului optim de comutări de regimuri în cadrul aceleiaşi prelucrări, se recomandă utilizarea, în general, a trei regimuri de lucru succesive.

Nomogramele construite arată că, pentru a avea în această situaţie acelaşi timp de prelucrare pe toate regimurile, repartizarea adaosului de rectificare total pe cele trei regimuri ar trebui să se facă în raportul $83 + 12{,}75 + 4{,}25 = 100\%$.

În cazuri particulare, în funcţie de scopul urmărit, se pot utiliza şi alte variante de comutare a regimurilor de lucru şi de repartizare a adaosului de rectificare pe regimuri.

ANEXA

Condiţiile cercetării experimentale

Scopul cercetării experimentale a fost determinarea dependenţei prelevării de material şi netezimii suprafeţelor rectificate de puterea electrică specifică introdusă în spaţiul de interacţiune electrod-sculă — semifabricat.

Au fost supuse rectificării anodo-mecanice plăcuţe din aliaj dur K 10 (STAS 6374-61) de secţiune octogonală cu suprafaţa de 91 mm². Ca electrozi-sculă s-au utilizat discuri din cupru, alamă, fontă cenuşie şi oţel moale de construcţie adecvată (fig. 10).

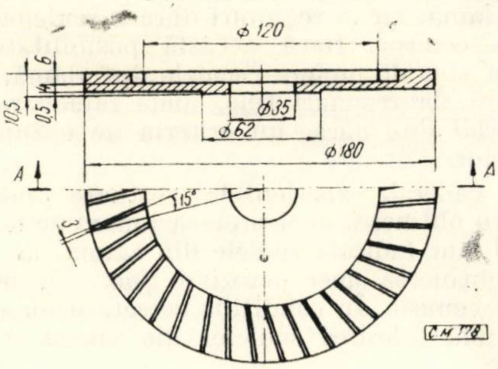


Fig. 10

Energia electrică introdusă în spaţiul de lucru a fost variată prin modificarea tensiunii de lucru între 9 şi 30 V şi a timpului de prelucrare între 0,75 şi 6 min. Presiunea dintre sculă şi piesă a fost menţinută constantă la valoarea 0,32 N/mm². Ca lichid de lucru s-a folosit o soluţie de sticlă apoasă cu modulul 2,8 şi densitatea 1,380 g/cm³. Debitul de lichid în zona de lucru a fost de 11 dm³/min.

Experimentările au fost efectuate pe o instalaţie de ascuţit scule model 4352 (U.R.S.S.) adaptată corespunzător şi modernizată.

În timpul experimentărilor au fost măsurate :

— U_m şi I_m, cu instrumente de măsură magnetoelectrice ;

— timpul de prelucrare t_p, cu cronometrul ;

— prelevarea de material G, g prin cîntărirea plăcuţelor înainte şi după rectificare pe o balanţă analitică ;

— abaterea medie pătratică a microneregularităţilor suprafeţei rectificate H_{mp}, cu un rugozimetru model ПЧ-3 (U.R.S.S.).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Albinski, K.* L'usinage des métaux par électro-érosion. Paris, Dunod, 1960.

[2] *Kosmacev, A. G.* Rabota na anodnomehaniceskih stankah. Leningrad, Lenizdat, 1961.

[3] *Popilov, L. I.* Spravocinik po elektriceskim i ultrazvukovîm metodam obrabotki materialov. Moscova, Maşghiz, 1963.

[4] *Nanu, A., Popovici, V. , Nichici, A.* Cercetări teoretice şi experimentale asupra debitării metalelor prin procedeul electroeroziv anodo-mecanic. În: Buletinul Institutului politehnic din Iaşi, Serie nouă. tomul XII (XVI), fasc. 3—4, 1966, p. 363—378.

[5] *Kruglov, A. I., Kruglova, S. K.* Nekotorîie svedenia o mehanizme razriada pri elektroiskrovom razrezanii metallov. În: Problemî elektriceskoi obrabotki materialov. Izd. Akad. Nauk S. S. S. R. Moscova, 1962.

CZ. 621.912.3 : 518.4

Contribuţii la analiza cinematică şi sinteza dimensională a mecanismelor de clasa a III-a de tip şeping

Francisc KOVACS, Dan PERJU şi Alexandru MÜLLER

Dezvoltarea construcţiilor de maşini în patria noastră, mecanizarea şi automatizarea proceselor de producţie pun numeroase probleme teoretice noi, cu interesante aplicaţii practice, în legătură cu mişcarea şi sinteza mecanismelor.

Mecanismele plane de clasa a III-a cu şase elemente au fost relativ puţin studiate în literatura tehnică de specialitate, cu toate că prezintă unele avantaje remarcabile privind adaptabilitatea lor la realizarea cu suficientă precizie a unor legi de mişcare relativ complicate pentru elementele conduse.

În cadrul acestei lucrări se tratează unele probleme noi privind studiul cinematicii mecanismelor şi se indică o metodă originală de sinteză a acestora.

Rezolvarea acestor probleme a fost impusă de un studiu efectuat de autori, privind funcţionarea mecanismului principal al maşinii de rabotat transversal (şeping) S–800 fabricat de uzinele Înfrăţirea–Oradea. Exemplificările numerice ale metodelor expuse se referă la acest mecanism.

Se cunoaşte faptul că în studiul cinematicii mecanismelor de clasa a III-a determinarea distribuţiei de viteze şi acceleraţii comportă, în cazul în care se folosesc metode de studiu obişnuite, un volum mare de calcule [1]. Metodele elaborate permit scurtarea timpului de calcul al vitezelor şi acceleraţiilor elementului condus, al valorii acceleraţiei maxime a unui punct din acest element, cît şi al vitezelor medii pentru cursa activă şi cea în gol a elementului cu mişcare de translaţie a mecanismului denumit obişnuit şeping de clasa a III-a.

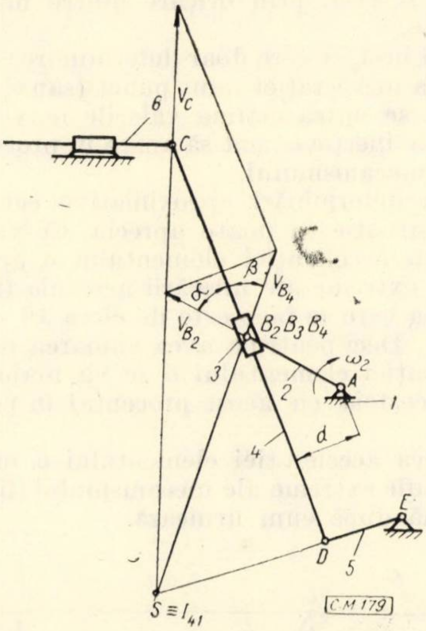
Cunoscînd poziţia mecanismului se pot determina diferitele mărimi geometrice proprii acesteia, fie analitic, fie grafic (este preferabilă ultima soluţie, fiind mai expeditivă şi suficient de precisă). De asemenea se cunoaşte starea de mişcare a elementului conducător şi deci şi viteza extremităţii manivelei motoare B_2:

$$V_{B_2} = \omega_2 \, l_{AB}, \tag{1}$$

care se va reprezenta ca viteză rabătută.

Punctul singular S admis ca în figura 1 este în acelaşi timp şi centrul instantaneu de rotaţie al elementului *4* în raport cu elementul fix *1*; deci viteza rabătută a punctului B_4, suprapus momentan peste B_2 şi aparţinînd elementului *4*, va avea direcţia SB, care formează cu direcţia acestui element unghiul β.

Deoarece contactul între elementele *3* şi *4* trebuie să se păstreze în tot timpul mişcării, proiecţiile vitezelor reale ale punctelor B_2 şi B_4 pe o direcţie perpendiculară pe elementul *4* trebuie să fie egale (sau a vitezelor rabătute pe direcţia momentană a acestui element). Se poate deci scrie:



Fig, 1

$$V_{B_2} \cos \alpha = V_{B_4} \cos \beta. \tag{2}$$

De unde:

$$V_{B_4} = V_{B_2} \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}; \tag{3}$$

însă:

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{d}{l_{AB}}\right)^2} \tag{4}$$

şi deci relaţia (3), ţinînd seamă de (1) şi (4), se mai poate scrie:

$$V_{B_4} = \omega_2 \frac{\sqrt{l_{AB}^2 - d^2}}{\cos \beta}. \tag{5}$$

Pe baza teoremei asemănării se poate scrie:

$$\frac{V_c}{V_{B_4}} = \frac{SC}{SB}, \tag{6}$$

de unde, ţinînd seamă de relaţia (5), se poate exprima viteza căutată a punctului C şi deci a elementului în mişcare de translaţie *6*.

$$V_c = V_{B_4}\frac{SC}{SB} = \omega_2 \frac{SC}{SB}\cdot\frac{\sqrt{l_{AB}^2 - d^2}}{\cos\beta}. \qquad (7)$$

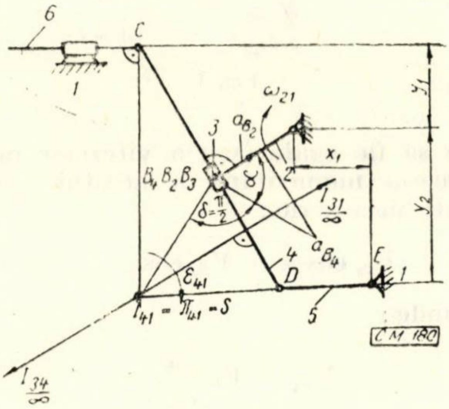
mărimile SC, SB, d şi β urmînd să fie măsurate pe desen în fiecare dintre poziţiile date ale mecanismului.

La mecansimele de clasa a III-a, determinarea acceleraţiei unui punct într-un moment oarecare este mult mai dificilă decît la mecanismele de clasa a II-a, prin oricare dintre metodele cunoscute.

Adesea însă, se cere doar determinarea valorii maxime a acceleraţiei unui punct (sau element) pentru a se putea estima valorile maxime ale forţelor de inerţie ce pot să apară în procesul de lucru al mecanismului.

Pentru determinări aproximative cerute de această situaţie se poate aprecia că valoarea maximă a acceleraţiei elementului *6* apare în punctele extreme ale mişcării acestuia (fig. 4). Eroarea care se face este de circa 10 — 25% în minus. Deci pentru a avea valoarea maximă a acceleraţiei elementului *6* se va majora valoarea acesteia cu acest procentaj în poziţiile extreme.

Valoarea acceleraţiei elementului *6* într-una din poziţiile extreme ale mecanismului (fig. 2) se determină după cum urmează.



Fig, 2

În poziţiile extreme evident că:

$$\omega_{41} = \omega_{31} = 0. \qquad (8)$$

În orice poziţie, acceleraţia punctului B_4 din elementul *4*, momentan suprapus cu B_2 din elementul *2* (identic cu B_3), se poate exprima prin relaţia:

$$\overline{a}_{B_2} = \overline{a}_{B_2} + \overline{a}^r_{B_4B_2} + \overline{a}^k_{B_4B_2}, \qquad (9)$$

în care:

$\overline{a}_{B_2} = \overline{a}^n_{B_2} = -\omega_2^2\,\overline{l}_{AB}$ este acceleraţia extremităţii manivelei şi are numai componentă normală deoarece $\varepsilon_{21} = \frac{d\omega_2}{dt} = 0$ (ω_{21} fiind constant);

$\overline{a}^k_{B_4B_2} = 2\,(\overline{\omega}_{31} \times \overline{V}_{B_4B_2}) = \overline{0}$ — componenta Coriolis a acceleraţiei în mişcare relativă a elementului *4* faţă de *3* şi este nulă, deoarece $\omega_{31} = 0$;

$\overline{a}^r_{B_4B_2}$ — componenta relativă a acceleraţiei, dirijată după direcţia momentană a elementului *4*.

Unghiul pe care îl face acceleraţia unui punct din elementul *4* (inclusiv B_4) cu raza vectoare a acestuia, pentru poziţia extremă a mecanismului, va fi:

$$\delta = \text{arc tg}\,\frac{\varepsilon_{41}}{\omega_{41}^2} = \frac{\pi}{2}. \qquad (10)$$

Vectorii acceleraţie ai punctelor din elementul *4* sînt perpendiculari pe direcţia: punct-centru instantaneu al acceleraţiilor π_{41}.

Deoarece punctul C execută o mişcare de translaţie şi face parte şi din elementul *4*, π_{41} se va găsi pe o perpendiculară în C la direcţia de translaţie, adică pe direcţia I_{41}C.

Pe de altă parte:

$$\overline{a}_D = \overline{a}_E + \overline{a}^n_{DE} + \overline{a}^t_{DE}, \qquad (11)$$

în care:

$a_E = 0$ este acceleraţia punctului E şi este nulă, deoarece acest punct este fix;

$a^n_{DE} = \frac{V_D^2}{l_{DE}} = 0$ — componenta normală a acceleraţiei punctului D faţă de E este nulă, deoarece $V_D = 0$ în poziţiile extreme.

Rezultă că:

$$\overline{a}_D = \overline{a}^t_{DE}. \qquad (11')$$

Deci acceleraţia punctului D are numai componenta tangenţială (perpendiculară pe DE) şi ţinînd seamă de relaţia (10), π_{41} se va găsi pe direcţia DE. Conform acestor observaţii, rezultă că π_{41} coincide cu I_{41} (CIR) şi cu S (punctul singular), iar acceleraţia $\overline{a}_{A_4}$ este perpendiculară pe $\pi_{41}B_4$ şi face cu $\overline{a}_{B_2}$ unghiul α.

Din figura 2 rezultă:

$$a_{B_4} = \frac{a_{B_2}}{\cos\alpha} = \frac{\omega_2^2\, l_{AB}}{\cos\alpha}. \qquad (12)$$

Ţinînd seamă de relaţia (10) se obţine:

$$\varepsilon_{41} = \frac{a_{B_4}}{l_{\pi_{41}B}} \qquad (13)$$

şi deci:

$$a_C = \varepsilon_{41}\cdot l_{\pi_{41}C} = \omega_2^2\,\frac{l_{AB}}{\cos\alpha}\cdot\frac{\pi_{41}C}{\pi_{41}B}. \qquad (14)$$

Relaţia (14) precizează acceleraţia elementului *6* în poziţia extremă a mecanismului, după ce s-au determinat din desen lungimile $\pi_{41}C$, $\pi_{41}B$ şi unghiul α.

Pentru exemplificare se dau vitezele şi acceleraţiile mecanismului principal al maşinii de

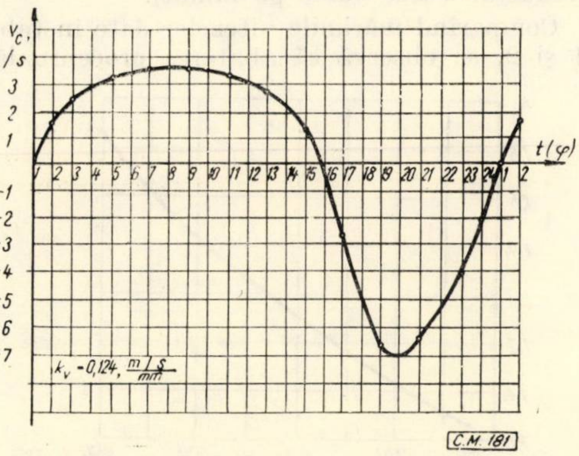


Fig. 3

rabotat transversal S 800 fabricată de uzina „Înfrăţirea" — Oradea pentru cursa maximă de 800 mm a berbecului la care (figura 2) :

$$l_{CD} = 1105 \text{ mm}, \quad x_1 = 195 \text{ mm},$$

$$l_{DE} = 185 \text{ mm}, \quad y_1 = 440 \text{ mm},$$

$$l_{AB} = 215 \text{ mm}, \quad y_2 = 570 \text{ mm},$$

şi

$$n_{21} = n_{max} = 125 \text{ rot/min}.$$

Rezultatele determinărilor sînt date în diagramele din figurile 3 şi 4.

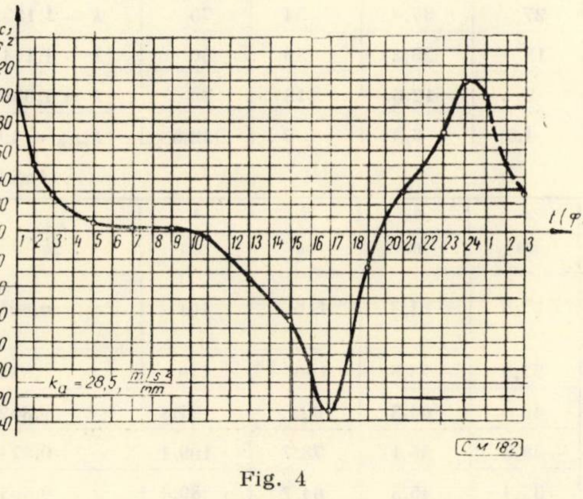


Fig. 4

Cunoaşterea vitezei medii pentru cursa activă este importantă în cazul în care mecanismul de tip şeping este materializat sub forma unei maşini de rabatat transversal, în care caz aceasta caracterizează regimul de viteze de aşchiere. În mod curent, viteza de aşchiere este dată (greşit) ca fiind viteza medie pe cursa dublă. Această aproximare nu este prea grosolană la valorile mici ale cursei berbecului (cînd coeficientul de neuniformitate *K* al vitezei este mic), dar devine inadmisibilă pentru valorile mari ale cursei.

Viteza medie pe cursă dublă se calculează cu expresia (6) :

$$V_{med} = \frac{2L}{1\,000} N_{cd} \text{, m/min,} \qquad (15)$$

în care :

L este cursa simplă a berbecului, mm :

$n_{cd} = n_2$ — numărul de curse duble pe minut, egal cu turaţia manivelei motoare *2*, rot/min.

Coeficientul de neuniformitate al vitezei, prin definiţie este (figura 5) :

$$K = \frac{V''}{V'} = \frac{\varphi'}{\varphi''} = \frac{180 + \theta}{180 - \theta}, \qquad (16)$$

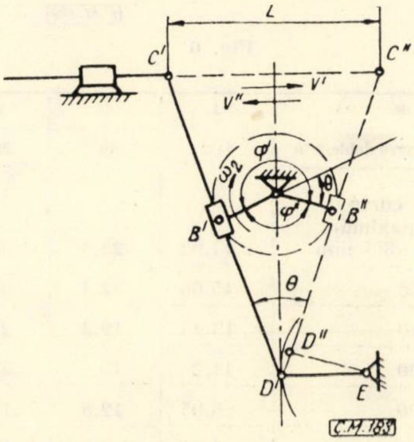


Fig. 5

în care :

V' este viteza medie pentru cursa activă ;
V'' — viteza medie pentru cursa în gol ;
φ' — unghiul de rotaţie la manivela motoare, corespunzător cursei active ;
φ'' — unghiul de rotaţie la manivela motoare, corespunzător cursei în gol ;
θ — unghiul dintre poziţiile extreme ale elementului *4*.

Pornind de la definiţia vitezelor medii şi ţinînd seamă de diagrama din figura 6 se poate scrie :

$$V'\varphi' + V''\varphi'' = 2\pi V_{med} \qquad (17)$$

şi :

$$\varphi' = \pi + \theta. \qquad (18)$$

Din relaţia (16) rezultă :

$$\theta = \pi \frac{K - 1}{K + 1}. \qquad (19)$$

Ținînd seamă de aceste relații se poate determina viteza medie pentru cursa activă, V', cu expresia :

$$V' = \frac{K+1}{2K} V_{med} \tag{20}$$

și viteza medie pentru cursa în gol :

$$V'' = \frac{K+1}{2} V_{med} \,. \tag{21}$$

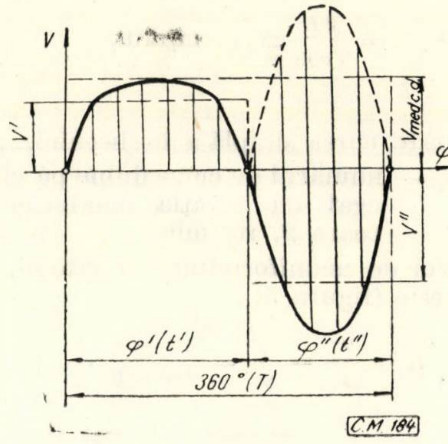


Fig. 6

Ca exemplu pentru mecanismul principal al șepingului S—800 s-au determinat valorile coeficientului de neuniformitate a vitezei K, în funcție de cursă (fig. 7), vitezele medii pe cursă dublă (tabela 1) și pe cursă activă (tabela 2), pentru diferitele regimuri de lucru (numărul de curse duble pe minut).

Comparînd mărimile vitezelor date în tabela 1 și 2, se observă că abaterea procentuală a

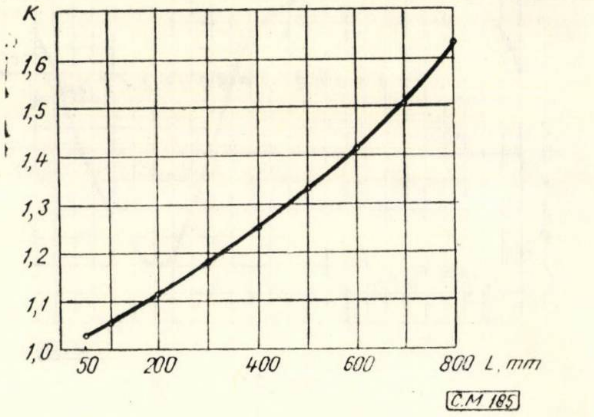


Fig. 7

Tabela 1

Treapta de viteză		1	2	3	4	5	6	7	8	k
Numărul de curse duble/min		11,2	16	22,4	31,5	45	63	90	125	
Viteza medie pe cursa dublă V_{med}, m/min	la cursa maximă, $L = 800$ mm	17,92	25,6	35,83	50,4	71,9	101	144	200	$k = 1{,}63$ *max* $\theta_{max} = 43°$
	700	15,66	22,4	31,35	44,1	63	88	126	175	$k = 1{,}5$
	600	13,45	19,2	26,9	37,8	54	75,5	108	150	$k = 1{,}417$
	500	11,2	16	22,4	31,5	45	63	90	125	$k = 1{,}336$
	400	8,95	12,8	17,9	25,2	36	50,4	72	100	$k = 1{,}256$
	300	6,72	9,6	13,45	18,9	27	37,8	54	75	$k = 1{,}183$
	200	4,48	6,4	8,95	12,6	18	25,2	36	50	$k = 1{,}114$
	100	2,24	3,2	4,48	6,3	9	12,6	18	25	$k = 1{,}056$
	cursa min. 50	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9	12,5	$k_{min} = 1{,}03$

Tabela 2

Treapta		1	2	3	4	5	6	7	8	$\frac{k+1}{2k}$
Numărul de curse duble/min		11,2	16	22,4	31,5	45	63	90	125	
Viteza medie pe cursa activă V', m/min	cursa max. 800	44,43	20,6	28,85	40,6	57,8	81,3	116	161	0,805
	700	13,06	18,7	26,1	36,75	52,5	73,3	105	146	0,833
	600	11,46	16,36	22,9	32,2	46	64,3	92	127,8	0,852
	500	9,8	14	19,6	27,5	39,3	55,1	78,7	109,4	0,874
	400	8,04	11,5	16,1	22,65	32,4	45,3	64,7	89,8	0,898
	300	6,2	8,86	12,43	17,47	24,9	34,9	49,8	69,3	0,923
	200	4,25	6,07	8,5	11,95	17,1	23,9	34,1	47,4	0,948
	100	2,18	3,11	4,36	6,13	8,75	12,26	17,5	24,3	0,973
	cursa min. 50	1,1	1,575	2,21	3,1	4,43	6,2	8,85	12,3	0,985

vitezei medii pe cursă activă raportată la viteza medie pe cursă dublă variază între 19,5% pentru cursa de 800 mm a berbecului şi 1,5% pentru cursa de 50 mm, ceea ce justifică afirmaţia făcută anterior.

S-a pus condiţia deplasării elementului în mişcare de translaţie cu viteză constantă pentru una din curse. Această condiţie este esenţială în cazul în care mecanismul este folosit ca mecanism principal pentru o maşină de rabotat transversal (şeping) cînd elementul în mişcare de translaţie, berbecul, trebuie să aibă în cursa activă o viteză de aşchiere practic constantă.

Pentru sinteza mecanismului, s-a folosit metoda gradelor de mobilitate suplimentare [7]. Se consideră mecanismul avînd ca elemente motoare cu mişcare cunoscută manivela motoare şi elementul în mişcare de translaţie care se deplasează cu viteză constantă. Mecanismul trebuie să aibă două grade de mobilitate pentru a fi desmodron şi va fi constituit din elementele *1* fix, *2* şi *6* motoare şi *3*, *4* alese arbitrar ca dimensiuni (fig. 1). Lungimea manivelei *2* s-a ales astfel încît extremitatea B a ei să descrie în decursul cursei active un arc de lungime egală cu curse elementului *6*.

Mecanismul fiind desmodrom, mişcarea elementului *4* în raport cu *1* este cunoscută. Se cunosc centroidele acestei mişcări. Dacă între elementele *4* şi *1* se introduce un element *5*, legat de *1* şi *4* prin cuple de rotaţie (o conexiune de tip B), astfel încît mişcarea elementului *4* în raport cu *1* să se modifice, se obţine un mecanism plan de clasa a III-a cu şase elemente, care imprimă elementului *6* o mişcare cu viteza aproximativ constantă pe o lungime de deplasare apropiată cursei.

În cele ce urmează, se indică modul de lucru conform metodei descrise mai sus (fig. 8).

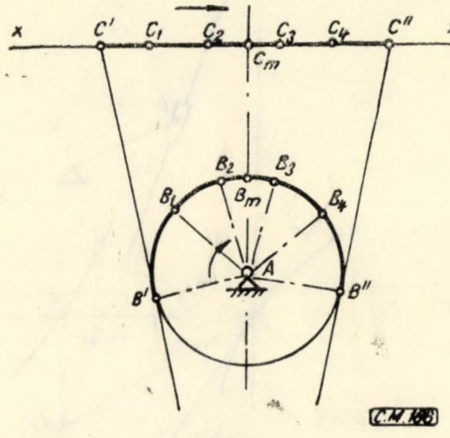


Fig. 8

Se alege poziţia punctului fix A, direcţia de translaţie $X-X$ a elementului *6* şi cursa $C'C''$ a acestuia.

Se fixează limitele intervalului C_1C_4 din totalitatea cursei elementului *6*, în care punctul de articulaţie C dintre elementele *4* şi *6* se mişcă cu viteză constantă, astfel încît acest interval să fie simetric faţă de perpendiculara coborîtă din A pe $X-X$.

Dacă punctele C_1 şi C_4 sînt apropiate de C', respectiv C'', se asigură menţinerea constantă a vitezei pe aproape întreaga lungime a cursei (fig. 9)

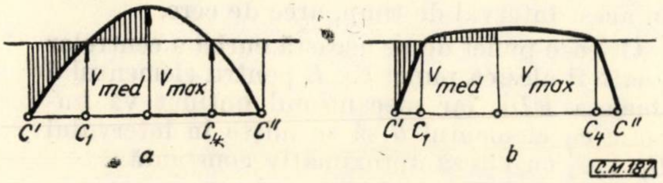


Fig. 9

Se alege apoi unghiul de rotaţie $B'\ A\ B''$ a manivelei motoare corespunzător cursei $C'C''$ şi unghiul de rotaţie $B_1A\ B_4$ a manivelei motoare, corespunzător timpului de parcurgere a intervalului C_1C_4 astfel încît să admită drept bisectoare perpendiculara coborîtă din A pe X-X.

Se împarte segmentul $\overline{C_1C_4}$ în trei părţi egale care vor fi parcurse în interval de timp egale. Punctele de diviziune C_1, C_2, C_3 şi C_4 vor fi echidistante. Poziţiile B_1, B_2, B_3 şi B_4 ocupate de extremitatea B a manivelei motoare AB, atunci cînd C ocupă poziţiile C_1, C_2, C_3 şi C_4, se determină împărţind arcul $\widehat{B_1B_4}$ în trei părţi egale.

Direcţiile B_1C_1, B_2C_2, B_3C_3 şi B_4C_4 determină patru poziţii ale elementului *4* (culisa). Pentru aceste poziţii se găsesc centrele rotaţiilor finite P_{12}, P_{13}. P_{24} şi P_{14}. Se alege un punct M pe direcţia BC şi se determină poziţiile M_1, M_2, M_3 şi M_4 ale lui. P_{12} se găseşte la intersecţia mediatoarelor segmentelor $\overline{C_1C_2}$ şi $\overline{M_1M_2}$, P_{13}, la intersecţia mediatoarelor segmentelor $\overline{C_1C_3}$ şi $\overline{M_1M_3}$ etc. (fig. 10).

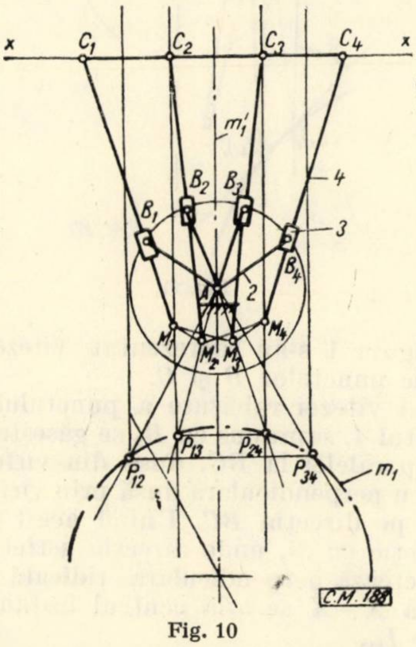


Fig. 10

Cercul m_1, care trece prin punctele P_{12}, P_{13}, P_{24}, P_{34} (aşezate în vîrfurile unui trapez isoscel) şi perpendicular m_1^i prin A la direcţia $X-X$ constituie curba centrelor pentru mişcarea elementului *4* în intervalul 1 . . . 4, deci locul geometric al punctelor din planul fix, în jurul cărora puncte din planul elementului *4* descriu în acest interval de timp, arce de cerc.

Oricare punct de pe această curbă a centrelor poate fi ales ca punct fix E pentru elementul *5* (bieleta ED), iar mecanismul obţinut va impune ca elementul *6* să se mişte în intervalul $C_1 \ldots C_4$ cu viteză aproximativ constantă.

Pentru mărirea preciziei sintezei mecanismului, se pun în continuare condiţii suplimentare legate de viteze, care asigură totodată şi coliniaritatea punctelor C, B şi D.

Dacă se cunoaşte viteza punctului B şi viteza punctului C, se poate determina centrul instantaneu de rotaţie al elementului *4*.

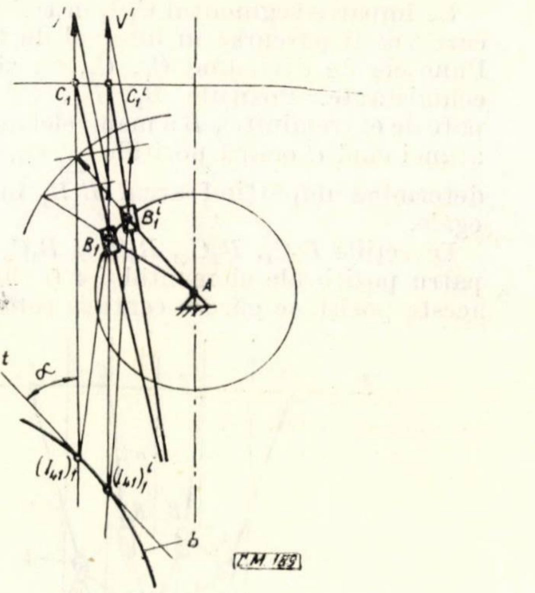


Fig. 11

În figura 1 s-au reprezentat vitezele rabătute ale punctelor B şi C.

Vîrful vitezei rabătute a punctului B_4, din elementul *4*, suprapus cu B_2 se găseşte la intersecţia paralelei la BC, dusă din vîrful vitezei lui C, cu perpendiculara dusă prin vîrful vitezei lui B, pe direcţia BC. Unind acest punct de intersecţie cu B, unde direcţia astfel obţinută intersectează perpendiculara ridicată în C pe direcţia $X-X$ se află centrul instantaneu de rotaţie I_{41}.

În figura 11 s-a executat construcţia descrisă mai sus pentru poziţiile B_1C_1 şi $B_1^i C_1^i$, foarte apropiate, ale elementului *4*. Centrele instantanee de rotaţie $(I_{41})_1$ şi $(I_{41})_1^i$ astfel obţinute sînt foarte apropiate ele; determină cu bună aproximaţie tangenta la centroida fixă în punctul $(I_{41})_1$.

Se consideră mecanismul construit (fig. 12).

Conform construcţiei Bobillier, direcţia $\overline{IC}$ închide cu tangenta It la centroida fixă în punctul I, unghiul α, pe care îl închide axa de

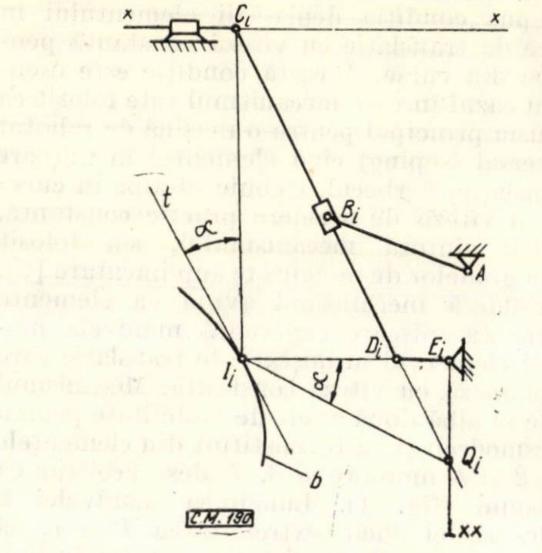


Fig. 12

coliniaritate IQ, cu direcţia EI. Centrul de coliniaritate Q se găseşte la intersecţia direcţiilor CD şi perpendiculara prin E la $X-X$.

Pe baza construcţiei din figura 11 se determină unghiul α. În figura 13, se aleg punctele D_1, D_2, D_3 etc. pe direcţia C_1B_1 şi se duc drepte IQ, care să facă cu direcţiile ID, unghiurile α. Ele vor intersecta direcţia C_1B_1 în punctele Q_1,

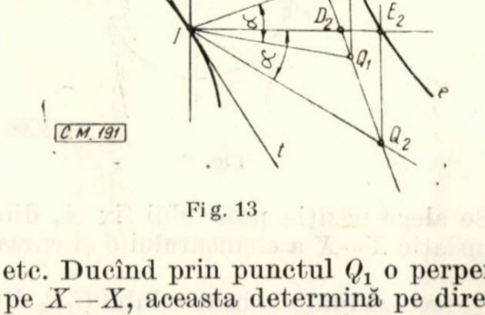


Fig. 13

Q_2, Q_3 etc. Ducînd prin punctul Q_1 o perpendiculară pe $X-X$, aceasta determină pe direcţia ID_1, punctul E_1; o perpendiculară pe $X-X$ prin Q_2 determină pe direcţia ID_2 punctul E_2 etc.

Punctele E_1, $E_2.E_3$ ş. a. m. d., unite între ele printr-o curbă continuă e, definesc locul geometric al punctului E, pentru care punctul C, în poziţiile C_1, şi C_1^i , are viteza impusă.

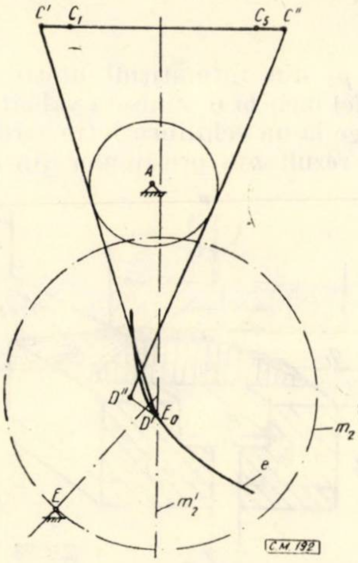


Fig. 14

S-a ales în figura 14, punctul E_0 la intersecţia dintre curba e şi dreapta m_1^i .

Cum E_0 este la o distanţă relativ mare de direcţia de translaţie $X-X$, punctul D din elementul *4*, care execută o rotaţie în jurul acestuia, este foarte aproape de E_0.

În cele ce urmează se impune încă o condiţie suplimentară pentru ca cursa elementului *6* să fie cea prescrisă. Se consideră punctul D suprapus cu E_0.

Pentru poziţiile $C'B'$; C_1B_1, C_5B_5, $C''B''$, ale elementului *4* se trasează curba centrelor, compusă dintr-un cerc m_2 şi dreapta m_2'. C_5 s-a ales astfel încît $\overline{C'C_1} = \overline{C''C_5}$.

Se construiesc poziţiile D' şi D'' ale punctului D. Pentru ca poziţiile de început şi sfîrşit de cursă ale elementului *6* să fie respectate, punctul fix E se alege la intersecţia mediatoarei segmentului $\overline{D'D''}$ cu cercul m_2.

Cum poziţiile D_1, D_2, D_3, D_4 ale punctului D sînt foarte apropiate una de alta, şi foarte apropiate de cele ale punctului D ce s-ar mişca în jurul lui E_0, mecanismul astfel obţinut respectă condiţiile iniţiale de sinteză şi în plus, condiţia cursei prescrise.

Pe baza celor expuse, s-a făcut sinteza unui mecanism de clasa a III-a cu şase elemente de tip şeping, ale cărui dimensiuni caracteristice sînt (fig. 2) :

$$l_{AB} = 215 \text{ mm}, l_{CD} = 1350 \text{ mm}, l_{DE} = 165 \text{ mm},$$
$$x_1 = 155 \text{ mm}, \ y_1 = 440 \text{ mm}, \ y_2 = 980 \text{ mm}.$$

În figura 15 se indică diagrama vitezei elementului *6* în funcţie de timp pentru mecanismul astfel proiectat.

În concluzie, metoda folosită în stabilirea parametrilor cinematici la mecanismul plan de clasa a III-a îmbină determinările grafice cu cele analitice, obţinîndu-se pe această cale rapiditate şi precizie de calcul suficientă.

Ea poate fi dezvoltată şi pentru alte tipuri de mecanisme, stabilindu-se relaţii specifice pentru fiecare în parte.

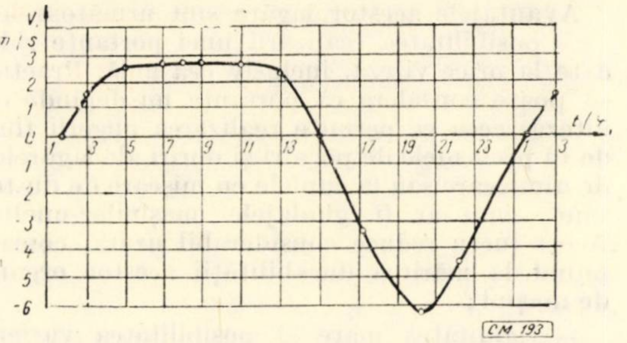


Fig. 15

Sinteza mecanismului s-a realizat de fapt respectîndu-se şapte condiţii de poziţie impuse mişcării unui element, ceea ce constituie o aproximaţie mai bună decît cea realizată cu metodele de sinteză obişnuită descrise în literatura tehnică de specialitate [2], [3], [4], [5].

Particularitatea metodei folosite constă în alegerea punctului fix E_0 de pe curba centrelor, astfel încît lungimea elementului E_0D (conexiunea de tip B) să fie neglijabilă în prima instanţă. Ea poate fi generalizată şi la sinteza altor mecanisme.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manolescu, N.* şi *Manafu, C.* Cinematica şi structura mecanismelor.Editura tehnică, Bucureşti, 1959.

[2] *Hain, K.* Angewandte Getriebelehre, Düsseldorf, VDI Verlag, 1961.

[3] *Lichtenheldt, W.* Konstruktionslehre der Getrieben. Berlin, Akademie — Verlag, 1961.

[4] *Lichtenheldt, W*, Die Methode der Partialsynthese, Wissenschaftliches Zeitschrift T.H. Dresden, 5, 1955/1956, Heft. 1.

[5] *Kraus, R.* Getriebelehre, vol. 1 şi III. Berlin, VEB Verlag Technik, 1954/1956.

[6] *Diaconescu, I.*, *Pop, S.* şi *Corodan, N.* Maşini-unelte. Bucureşti, Editura Ministerului Transporturilor, 1959.

[7] *Kovacs, F.* Contribuţii la sinteza mecanismelor plane cu bare articulate cu mai mult de patru elemente : Metoda gradelor de mobilitate suplimentare. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului politehnic, Timişoara, 1966.

CZ. 621.9 : 621.822.032

Reazeme hidrostatice

Dr. Ing. Mustafa R. MUSTAFA

Lagărele hidrostatice fac parte din lagărele la care capacitatea portantă se creează cu ajutorul unor energii exterioare, respectiv prin introducerea lubrifiantului sub presiune în interstițiul dintre fus și cuzinet.

Avantajele acestor lagăre sînt următoarele:

— posibilitatea realizării unei portanțe ridicate la orice viteză, inclusiv cea nulă. Practic, se poate considera că portanța nu depinde de viteză, ceea ce permite realizarea ungerii fluide în perioadele de porniri și opriri ale lagărelor de alunecare sau la cuplele cu mișcare de du-te-vino, cum ar fi ghidajele mașinilor-unelte. Acest lucru reduce considerabil uzura, contribuind la mărirea durabilității acestor organe de mașini;

— rigiditatea mare și posibilitatea varierii acestei rigidități. Conform datelor existente, rigiditatea lagărelor hidrostatice este mai mare în unele condiții decît rigiditatea rulmenților. Ca urmare, mașinile echipate cu astfel de reazeme au o funcționare foarte liniștită la turații ridicate;

— capacitatea mare de amortizare a vibrațiilor.

Ca dezavantaje se pot cita:

— instalații de ungere complicată, ungerea făcîndu-se prin circuit exterior și necesitînd pompe, filtre, duze, instalații ce pot efectua ungerea mai multor lagăre;

— puterea totală cheltuită în exploatare este mai mare decît în cazul lagărelor hidrodinamice;

— o mică perturbație în sistemul de alimentare poate produce în timpul funcționării contactul metalic direct al suprafețelor, producînd avarierea reazemului respectiv.

Totuși, datorită avantajelor enumerate, în prezent ungerea hidrostatică se întrebuințează din ce în ce mai mult în tehnică, atît în domeniul lagărelor de alunecare, al ghidajelor, al cuplului șurub de mișcare-piuliță, cît și ca sisteme de prindere a pieselor.

Principial, schema de funcționare este arătată în figura 1. Piesa mobilă *1*, încărcată cu o sarcină P, poate avea o mișcare de translație v sau rotație ω.

În reazemul propriu-zis *2* se execută un locaș în formă de buzunar, în care lubrifiantul este trimis cu o anumită presiune p_p cu ajutorul unei pompe, acționată de un motor; lubrifiantul iese afară prin interstițiul h dintre cele două piese. Cu creșterea sarcinii, jocul h se micșorează, ceea ce are ca urmare o mărire a rezistenței hidraulice, respectiv o creștere a presiunii p_i din interstițiul dintre cele două piese, astfel încît la o anumită valoare a jocului h se ajunge la un echilibru între sarcina exterioară P și rezultanta presiunilor din interstițiu.

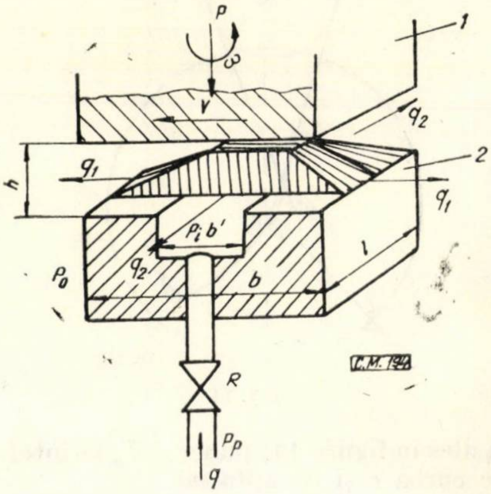


Fig. 1

Frecarea fluidă se realizează dacă grosimea peliculei h de lubrifiant îndeplinește condiția:

$$h > h_1 + h_2 + y, \tag{1}$$

în care:

h_1, h_2 reprezintă înălțimile asperităților de pe suprafețele celor două piese;

y — abaterea suprafeței de la forma geometrică perfectă.

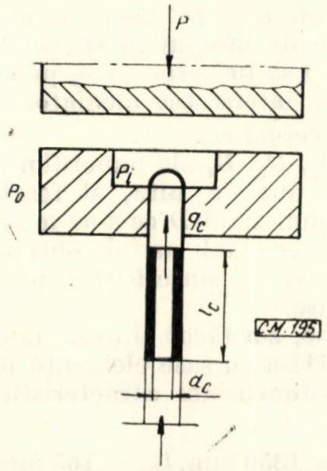


Fig. 2

Alimentarea reazemelor se poate efectua în două moduri:

— prin legarea directă a pompei de buzunarul respectiv — sistem cunoscut sub numele de „alimentare cu debit constant;

— prin introducerea unui drosel R între pompă și buzunar; droselul poate fi capilar (fig. 2), diafragmă (fig. 3) sau, pentru anumite cazuri, un ventil cu debit reglabil.

Soluția ce mai bună o prezintă, fără îndoială, alimentarea directă a lagărului. Sistemul devine însă neeconomic și complicat în cazul reazemelor prevăzute cu mai multe buzunare, la care alimentarea fiecărui buzunar s-ar face separat; montarea unui drosel la fiecare buzunar permite alimentarea lor de către o singură pompă.

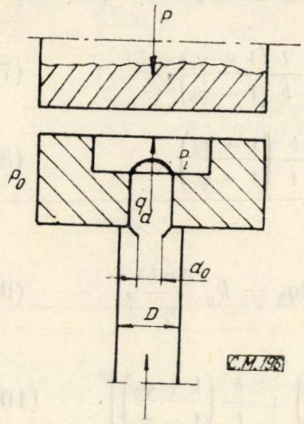


Fig. 3

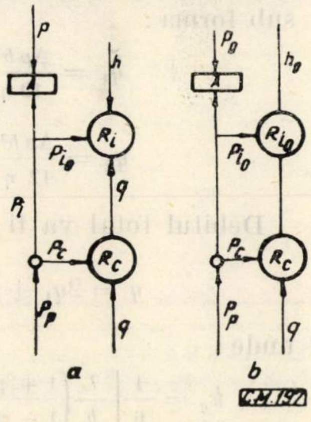


Fig. 4

Analiza caracteristicilor de exploatare, a preţului de execuţie, a dificultăţilor de montaj şi exploatare, indică întrebuinţarea tubului capilar drept drosel, ca soluţia cea mai avantajoasă. Se menţionează faptul că pentru obţinerea unei aceleiaşi rezistenţe hidraulice este necesar, în cazul diafragmei, un orificiu d_0 mult mai mic decît diametrul d_c al tubului capilar, ceea ce atrage după sine dificultăţi tehnologice.

Principiul funcţional expus permite înlocuirea reazemului hidrostatic cu schema analogică, arătată în figura *4 a, b* în care s-a notat:

R_c — rezistenţa droselului, în particular al tubului capilar;
R_i — rezistenţa interstiţiului, pentru un joc oarecare h;
R_{i_0} — rezistenţa interstiţiului, pentru jocul iniţial h_0;
q — debitul de lubrifiant;
p_i, p_{i_0} — presiunile din interstiţiu corespunzătoare jocurilor h, respectiv h_0;
p_c — presiunea în tubul capilar;
A — suprafaţa totală a reazemului.

În tabela 1 sînt date formele de buzunare întrebuinţate în practică, indicînd reazemul respectiv. Dimensiunile buzunarului pot fi exprimate prin dimensiunile totale ale reazemului $\varphi_l<1$, $\varphi_b<1$, $\varphi<1$, fiind coeficienţi ce iau în considerare existenţa pragurilor.

Rezistenţele hidraulice pot fi definite conform relaţiei

$$R = \frac{\Delta p}{q}.$$

în care:

Δ_p reprezintă diferenţa de presiune.

În cazul droselului sub formă de tub capilar (fig. 2), debitul se poate calcula conform ecuaţiei

$$q_c = \frac{\pi d^{H}{}_c}{128\, l_c} \frac{\Delta_p}{\eta}, \tag{2}$$

unde:

d_c, l_c reprezintă diametrul, respectiv lungimea tubului capilar;

η — viscozitatea lubrifiantului.

Tabela 1

	Forma buzunarului			
	Dreptunghiulară fig. 5, *a*	Pătrată fig. 5, *b*	Circulară fig. 5, *c*	Inelară fig. 5. *d*
Suprafaţa totală A	lb	l^2	πR^2	$\pi\left(R_4^2 - R_2^1\right)$
Dimensiunea buzunarului	$l_1 = \varphi_l l$ $b_1 = \varphi_b b$	$l_1 = \varphi_l l$	$R_0 = \varphi R$	
Reazemul la care se întrebuinţează	Ghidaje lagăre radiale	Ghidaje lagăre radiale	Lagăre axiale	Lagăre axiale
k_p	$\frac{1}{2}\left[1 + \varphi_l \varphi_b\right]$	$\frac{1}{2}\left[1 + \varphi_l\right]; \varphi_l = \varphi_b$	$\frac{1}{2}\left[\frac{1+\varphi^2}{\ln \frac{1}{\varphi}}\right]$	$\frac{1}{2(R_4^2 - R_1^2)}\left[\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln \frac{R_4}{R_3}} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}}\right]$
k_q	$\frac{1}{6}\left[\frac{l}{b}\left(\frac{1+\varphi_l}{1-\varphi_b}\right) + \frac{b}{l}\left(\frac{1+\varphi_b}{1-\varphi_l}\right)\right]$	$\frac{1}{3}\left[\frac{1+\varphi_l}{1-\varphi_l}\right]$	$\frac{\pi}{3}\left[\frac{k_p}{1-\varphi^2}\right]$	$\frac{\pi}{6}\left[\frac{1}{\ln \frac{R_4}{R_3}} + \frac{1}{\ln \frac{R_2}{R_1}}\right]$
k_F	$(1 - \varphi_l) + (1 - \varphi_b)$	$2\,(1 - \varphi_l)$	$(1 - \varphi^2)$	$\left[1 + \left(\frac{R_3^2 + R_2^2}{R_4^2 - R_1^2}\right)\right]$
k_{NP}		$\frac{k_q}{k_p^2}$		

Relația este valabilă în regim laminar, respectiv pentru numere Reynolds :

$$N_R = \frac{4\,q_c\,\rho}{\pi\,d_c\,\eta} < 2\,000,$$

în care :

ρ este densitatea fluidului.

Rezistența hidraulică a tubului capilar va fi deci :

$$R_c = \frac{128\,\eta\cdot l_c}{\pi\,d_c^4}. \tag{3}$$

Pentru diafragma (fig. 3), ecuația debitului are forma :

$$q_d = c_d\,\frac{\pi\,d_0^2}{4\sqrt{\rho}}\sqrt{2\,\Delta p}, \tag{4}$$

unde :

d_0 este diametrul orificiului diafragmei ;

c_d — un coeficient care se ia ;

$c_d = 0{,}6$ pentru $N_R > 15$;

$c_d = 0{,}2\sqrt{N_R}$ pentru $N_R \leqslant 15$;

$$N_R = \frac{d_0\sqrt{2\,\rho\,\Delta_p}}{\eta}.$$

Rezistența hidraulică va fi deci :

$$R_d = \frac{4\sqrt{\rho\,\Delta p}}{\sqrt{2\,c_d\,\pi\,d_0^2}}. \tag{5}$$

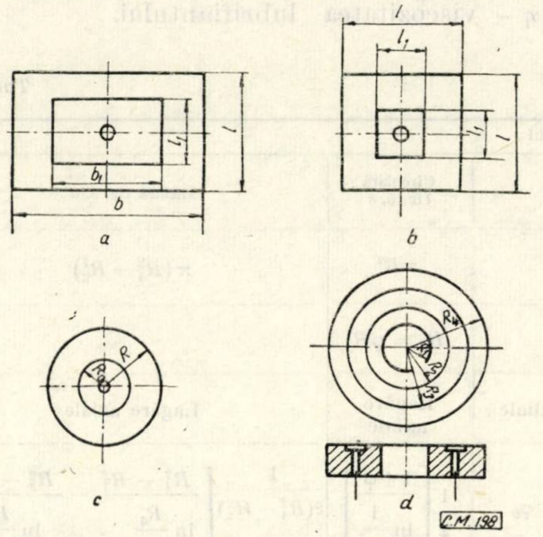


Fig. 5

Debitul de lubrifiant care se scurge din interstițiul dintre fus-cuzinet se poate determina cu ajutorul ecuației lui Poisseille, care, sub forma ei generală, se poate scrie :

$$q = \frac{\Delta p\,b h^3}{12\,\eta\,l} \pm v\,b\,h, \tag{6}$$

în care :

l este lățimea curentului de lubrifiant ;

b — lungimea curentului ;

v — viteza relativă între cele două suprafețe.

În cazul grosimii peliculei de lubrifiant h =const., termenul al doilea al ecuației (6) se anulează, astfel încît pentru un buzunar de formă dreptunghiulară (fig. 5 *a*), debitele de lubrifiant în cele două direcții se pot scrie sub forma :

$$q_1 = \frac{\Delta p\,h^3}{12\,\eta}\,\frac{l}{b}\left(\frac{1+\varphi_e}{1-\varphi_b}\right), \tag{7}$$

$$q_2 = \frac{\Delta p\,h^3}{12\,\eta}\,\frac{b}{l}\left(\frac{1+\varphi_l}{1-\varphi_e}\right). \tag{8}$$

Debitul total va fi :

$$q = 2q_1 + 2q_2 = k_q\,\frac{\Delta p\,h^3}{\eta}, \tag{9}$$

unde :

$$k_q = \frac{1}{6}\left[\frac{l}{b}\left(\frac{1+\varphi_e}{1-\varphi_b}\right) + \frac{b}{l}\left(\frac{1+\varphi_b}{1-\varphi_e}\right)\right]. \tag{10}$$

În cazul buzunarului de formă circulară :

$$k_q = \frac{\pi}{3}\left[\frac{k_p}{1-\varphi^2}\right], \tag{11}$$

unde :

$$k_p = \frac{1}{2}\left[\frac{1+\varphi^2}{\ln\frac{1}{\varphi}}\right]. \tag{12}$$

Considerînd $\Delta p = p_i - p_0 \approx p_i$ debitul se poate exprima sub forma :

$$q = kq\,\frac{p_i\,h^3}{\eta}, \tag{13}$$

iar raportat la jocul inițial h_0 (la care $\Delta p = p_{i_0} - p_0 \approx p_{i_0}$) :

$$q_0 = k_q\,\frac{p_{i_0}\,h_0^3}{\eta}. \tag{14}$$

Rezistența hidraulică a reazemului va fi :

$$R_i = \frac{1}{k_q}\,\frac{\eta}{h^3}, \tag{15}$$

respectiv pentru jocul inițial :

$$R_{i_0} = \frac{1}{k_q}\,\frac{\eta}{h_0^3}. \tag{16}$$

Cu aceste precizări, revenind la schema din figura 4, *b*, se poate scrie :

$$p_p = p_{i_0} + p_c = p_{i_0}\left(1 + \frac{p_c}{p_{i_0}}\right);$$

cunoscînd că :

$$p_c = qR_c \text{ și } p_{i_0} = q\,R_{i_0}$$

și notînd :

$$\nu = \frac{R_c}{R_{i_0}},$$

se găsește :

$$p_p = p_{i_0}(1 + \nu).$$

Pentru figura 4, *a* vom avea :

$$p_p = p_i\left(1 + \frac{R_e}{R_i}\right),$$

care, după unele transformări, devine :

$$p_p = p_i(1 + \nu\delta^3), \qquad (18)$$

în care $\delta = \dfrac{h}{h_0}$ – reprezintă jocul relativ.

În cazul alimentării directe se obține :

$$p_p = p_i\,\delta^3. \qquad (19)$$

Din punct de vedere al calculului, la aceste reazeme interesează portanța, debitul de lubrifiant, puterea totală consumată.

Portanța se poate exprima prin relația generală :

$$P = p_i A_i + pA_h,$$

în care :

A_i, A_h este suprafața aferentă buzunarului, respectiv pragului ;

p_i, p — presiunile corespunzătoare buzunarului, respectiv pragului.

Exprimînd $p = f(p_i)$ și notînd cu $A = l\,b$, suprafața totală a reazemului se obține :

$$P = p_i A\left[\frac{A_i}{A} + f(p_i)\frac{A_h}{A}\right].$$

Notînd cu $k_p = \dfrac{A_i}{A} + f(p_i)\dfrac{A_h}{A}$

se obține în final :

$$P = k_p \cdot p_i A, \qquad (20)$$

k_p fiind un coeficient adimensional ce depinde de felul suprafeței de reazem, precum și de variația presiunii în dreptul pragurilor $f(p_i)$.

Pentru suprafețele dreptunghiulare, ținînd seamă de faptul că $A_i = l_i b_1$, $A_h = l_b(1 - \varphi_e\,\varphi_b)$, k_p, se poate exprima sub forma :

$$k_p = f(p_i) + \varphi_e\,\varphi_b\,[1 - f(p_i)].$$

Calculul lui k_p, după metode analitice, nu se poate face decît pentru suprafețe circulare. Pentru suprafețele dreptunghiulare se poate efectua după metode analitice aproximative, avînd la bază diferite ipoteze cu privire la funcția $f(p_i)$. În general, se consideră presiune constantă în dreptul buzunarului cu variația liniară în dreptul pragurilor (fig. 1). În acest caz, $f(p_i) = \dfrac{p_i + p_0}{2} \approx \dfrac{p_i}{2}$, pentru care rezultă valoarea lui k_p dată de relația 12. În afară de metode analitice, există metode bazate pe analogie electrică sau experimentală, care se aplică însă numai pentru cazuri concrete, deci rezultatele obținute sînt numerice.

Notînd cu p_m presiunea specifică definită ca $p_m = \dfrac{P}{A}$, relația (20) devine :

$$p_m = k_i\,p_i\,. \qquad (21)$$

Introducînd această relație în ecuația (18) și (19), se obține :

$$p_p = \frac{p_m}{k_p}(1 + \nu\,\delta^3), \qquad (22)$$

respectiv :

$$p_p = \frac{p_m}{k_p}\,\delta^3. \qquad (23)$$

Ținînd seamă de ecuația (18), relația debitului (13), în cazul alimentării printr-un drosel, devine :

$$q = k_p\,\frac{p_p}{(1 + \nu\,\delta^3)}\,\frac{h^3}{\eta}\,. \qquad (24)$$

Puterea totală consumată se datorește :

— frecărilor din reazem ;

— puterii necesare pentru pomparea lubrifiantului.

Frecarea din reazem se compune din frecarea fluidă din :

— zona de deasupra pragurilor laterale (F_1) ;

— zona de deasupra pragurilor transversale (F_2) ;

— zona corespunzătoare buzunarelor (F_3).

Considerînd o variație liniară a vitezei, eforturile unitare tangențiale din pelicula de lubrifiant din zona pragurilor laterale vor fi :

$$\tau_1 = \eta\,\frac{v}{h}$$

și forțele de frecare :

$$F_1 = \tau_1 A_1 = \eta\,\frac{v}{h}\,bl\,(1 - \varphi_e). \qquad (25)$$

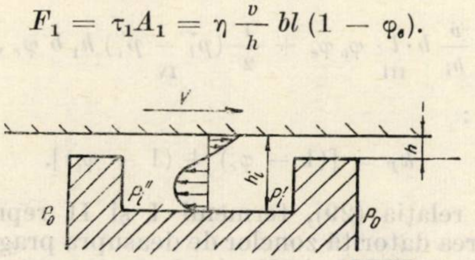


Fig. 6

În direcția corespunzătoare mișcării, variația vitezei în pelicula de lubrifiant poate fi considerată (fig. 6) prin relația :

$$v = \frac{v}{h}\,y + \frac{1}{2\eta}\,\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\,y^2 - \frac{h}{2y}\,\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\,y,$$

unde :

x, y este abscisa, respectiv ordonata sistemului de coordonate.

Eforturile unitare tangenţiale vor fi :

$$\tau = \eta \left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}y}\right|_{y=h} = \frac{1}{2} \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} h + \eta \frac{v}{h}. \qquad (26)$$

Pentru zona de deasupra pragurilor se poate considera o variaţie liniară a presiunii astfel încît :

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = \frac{\Delta p}{\frac{b - b_1}{2}} = \frac{2\,\Delta p}{b\,(1 - \varphi_b)} \approx \frac{2\,p_i}{b\,(1 - \varphi_l)},$$

în care :

$$\Delta p = p_i - p_0 \approx p_i.$$

Înlocuind în relaţia (26), se obţin eforturile unitare tangenţiale şi deci forţa de frecare va fi :

$$F_2 = \tau_2\, A_2 = 2 \left[\frac{2\,p_i}{b\,(1 - \varphi_b)} \frac{h}{2} + \eta \frac{v}{h_i}\right] \frac{l\,b\,(1 - \varphi\,)}{2}. \qquad (27)$$

Pentru zona din dreptul buzunarului, considerînd în cazul cel mai general acţiunea de pompare a fusului, trebuie să admitem existenţa unei diferenţe de presiune ($\Delta p = p_i' - p_i''$) între zonele marginale ale buzunarului, respectiv :

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = \frac{p_i' - p_i''}{b\,\varphi_b},$$

şi deci forţa de frecare :

$$F_3 = \tau_3\, A_3 \left[\frac{p_i' - p_i''}{b\,\varphi_b} \frac{h_i}{2} + \eta \frac{v}{h_i}\right] b \cdot l \cdot \varphi_b \cdot \varphi_e. \qquad (28)$$

Forţa de frecare din reazem va fi deci :

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = \underset{\mathrm{I}}{k_F \frac{\eta v}{h} l b} + \underset{\mathrm{II}}{p_i \cdot l \cdot h} +$$

$$+ \underset{\mathrm{III}}{\eta \frac{v}{h_i} b \cdot l \cdot \varphi_b \varphi_e} + \underset{\mathrm{IV}}{\frac{1}{2} (p_i' - p_i'')\, h_1\, b\, \varphi_e}, \qquad (29)$$

unde :

$$k_F = [(1 - \varphi_e) + (1 - \varphi_l)].$$

În relaţia (29), termenii I şi II reprezintă frecarea datorită zonelor de deasupra pragurilor, iar termenii III şi IV, zonei corespunzătoare buzunarului; respectiv, termenii I şi III reprezintă componentele forţei de frecare, determinată de viteză, iar termenii II şi IV, de variaţia presiunii.

Analiza relaţiei (29) ne arată că, datorită diferenţei $p_i - p_i''$ extrem de mică şi ţinînd seamă şi de valoarea mică a lui h, termenii IV şi II se pot neglija faţă de ceilalţi doi termeni.

În ceea ce priveşte termenul III, avînd în vedere că $h_i >> h$, majoritatea autorilor neglijează şi acest termen.

În figura 7*a*, *b* sînt redate rezultatele experimentale privind forţele de frecare (pe figura 7*a*, *b*, a momentelor de frecare M_f) după lucrarea [3]. Măsurînd forţa de frecare totală din lagăr şi calculînd teoretic forţele de frecare datorită termenului I, s-au trasat curbe care indică valorile momentului de frecare de deasupra pragurilor (curba *I*) şi buzunarului (curba *II*), pentru diverse mărimi ale lui h_i; se constată că, pe măsură ce h_i creşte, influenţa termenului *II* scade foarte mult.

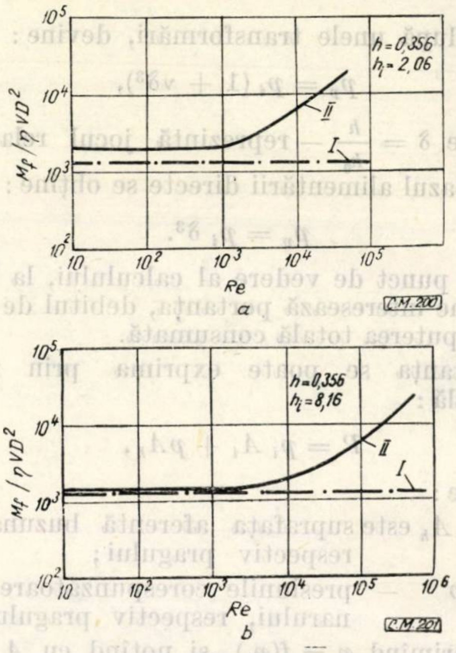


Fig. 7

De asemenea, trebuie menţionat faptul că, datorită grosimii mai mari a peliculei în zona corespunzătoare buzunarului, se poate ivi un regim turbulent, în care caz frecarea din această zonă creşte foarte mult. Rezultatele experimentale arătate în figura 7*a*, *b*, arată că acest caz are loc pentru numere Reynolds :

$$N_R \geqslant 10^3.$$

În concluzie, considerînd un regim laminar de scurgere, practic, se poate considera că frecarea în lagăr este dată numai de zona de deasupra interstiţiului, astfel încît forţa de frecare din lagăr, va fi :

$$F = k_F \frac{\eta v}{h'} l b. \qquad (30)$$

Evident, pentru suprafaţa circulară vom avea :

$$F = k_F \frac{\eta v}{h} \pi R^2, \qquad (31)$$

unde:

$$k_F = (1 - \varphi^2).$$

Pentru suprafețe inelare:

$$F = k_F \frac{\eta\, v}{h} \pi \,(R_4^2 - R_1^2), \qquad (31')$$

în care:

$$k_F = \left[1 - \left(\frac{R_3^2 + R_2^2}{R_4^2 - R_1^2} \right) \right]. \qquad (32)$$

Puterea pierdută prin frecare va fi:

$$N_F = Fv = k_F \frac{\eta\, v^2}{h} A.$$

Puterea necesară pentru pomparea lubrifiantului se poate exprima sub forma:

$$N_p = \frac{1}{\eta_p} p_p\, q, \qquad (33)$$

unde:

η_p reprezintă randamentul pompei.

Ținînd seamă de relația (24), se obține:

$$N_p = \frac{kq}{\eta_p\, k_p^2} p_m^2 (1 + \nu\, \delta^3) \frac{h^3}{\eta}. \qquad (34)$$

Pentru debit constant:

$$N_p = \frac{kq}{\eta_p\, k_p^2} p_m^2\, \delta^3 \frac{h^3}{\eta}. \qquad (35)$$

Raportul $k_{Np} = \frac{k_q}{k_p^2}$ reprezintă influența dimensiunilor geometrice ale buzunarelor asupra puterii consumate pentru pomparea lubrifiantului.

Puterea totală va fi:

$$N = N_F + N_p = k_F \frac{\eta\, v^2}{h} A + \frac{k\, q}{\eta_p\, k_p^2} p_m^2 (1 + \nu\, \delta^3) \frac{h^3}{\eta}, \qquad (36)$$

respectiv:

$$N = k_F \frac{\eta\, v^2}{h} A + \frac{k\, q}{\eta_p\, k_p} p_m^2\, \delta^3 \frac{h^3}{\eta}. \qquad (37)$$

Rigiditatea reazemului se poate determina pe baza relației (18) scrisă sub forma:

$$p_p = p_i \left(1 + \nu \frac{h^3}{h_0^3} \right).$$

Notînd cu $k = \frac{h_0^3}{\nu}$ se obține:

$$p_p = p_i \left(\frac{(k + h^3)}{k} \right).$$

Ținînd seamă de ecuația (20), se poate determina valoarea forței suportată de lagăr:

$$P = k_p\, A \cdot p_p \frac{k}{k + h^3},$$

de unde, prin derivare, se obține:

$$c = \frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}h} = -3\, k_p\, \mathrm{A} \cdot p_p\, k \frac{h^2}{(k + h^3)^2}$$

sau înlocuind valoarea lui k și făcînd unele transformări:

$$c = -3\, k_p\, \mathrm{A}\, p_p \frac{\nu\, \delta^3}{h\,(1 + \nu\, \delta^3)^2}, \qquad (38)$$

care, exprimată în funcție de p_i, sau P, va fi:

$$c = -3\, k_p\, Ap_i \frac{\nu\, \delta^3}{h\,(1 + \nu\, \delta^3)} = -3\, P \frac{\nu\, \delta^3}{h\,(1 + \nu\, d^3)^2}, \qquad (39)$$

respectiv în funcție de presiunea medie:

$$c = -3\, Ap_m \frac{\nu\, \delta^3}{h\,(1 + \nu\, \delta^3)}. \qquad (40)$$

În cazul alimentării directe, pornind de la relația (19), se găsește:

$$c = -3\, k_p\, Ap_p \frac{1}{h\, \delta^3}, \qquad (41)$$

respectiv:

$$c = -3\, k_p\, Ap_i \frac{1}{h} = -\frac{3\, P}{h}, \qquad (42)$$

relație care coincide cu cele date de literatură.

Referindu-se la presiunea medie, relația (42) devine:

$$c = -3 \cdot A\, p_m \frac{1}{h}. \qquad (43)$$

Pentru rezolvarea completă a problemei studiate sînt necesare cîteva referiri cu privire la viscozitatea lubrifiantului. După cum se știe, viscozitatea variază în funcție de temperatură, astfel încît se pune problema precizării valorii viscozității, care trebuie introdusă în relațiile amintite. Viscozitatea se va alege corespunzător temperaturii medii a lagărului, definită ca medie a temperaturii de ieșire t_e și intrare t_i a lubrifiantului:

$$t_m = \frac{t_e + t_i}{2}. \qquad (44)$$

Calculul temperaturii de ieșire se face pe baza bilanțului termic al lagărului. Dacă se ține seamă de faptul că sistemul de ungere este prin circuit exterior (care cuprinde de multe ori și un sistem de răcire), atunci, neglijînd căldura evacuată prin corpul lagărului şi al fusului, ecuaţia bilanţului termic se prezintă sub forma :

$$N_f = q\gamma c_0 (t_e - t_i), \qquad (45)$$

de unde :

$$t_e = \frac{N_f}{q\gamma c_0} + t_i, \qquad (46)$$

în care :

$c_0\ \gamma$ este căldura specifică, respectiv greutatea specifică a lubrifiantului.

Un calcul termic complet al lagărelor hidrostatice, ţinînd seamă şi de pierderile de căldură din conductele de alimentare, este făcut în lucrarea [1].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rippel, H.* Design of hydrostatic bearings, Mach Design, 1963, 35, nr. 18, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 26, 27 (Din Expres informaţia, nr. 3, 12, 1964).

[2] *Peecken, H.* Hydrostatiche Querlager. În : Konstruction 16, nr. 7, 1964.

[3] *Shinkle, J. N.* şi *Hornung, K. G.* Frictional characteristics of liquid hydrostatic journal bearings. În : Trans. ASME, 87, nr. 1, 1965 (Din Expres informaţia, nr. 24, 1965.

CZ 621.91.07 – 783 : 614.825

Consideraţii privind protecţia împotriva tensiunilor de atingere periculoase la maşinile-unelte aşchietoare

Gheorghe GEORGESCU

Conform definiţiei date în STAS 6616–62 şi Normele Republicane de Protecţia Muncii, tensiunea de atingere este tensiunea sub care se poate afla un om, cînd atinge un obiect legat la o instalaţie de protecţie împotriva atingerilor indirecte, prin care trece un curent electric de defect. La instalaţiile electrice de joasă tensiune obişnuite, tensiunea de atingere maxim admisibilă este de 40 V. Fac excepţie instalaţiile din subteran şi utilajele portative pentru care tensiunea de atingere maxim admisibilă este de 24 V.

În cazul unui defect la un utilaj, racordat la reţeaua electrică de 220 V, şi care nu a fost legat la o instalaţie de protecţie, tensiunea V_h la care poate fi supus un om cînd atinge acest utilaj (fig. 1) poate atinge chiar valoarea tensiunii faţă de pămînt a reţelei ; V_h — 220 V, dacă rezistenţa de contact cu pămîntul este foarte mică (umiditate, mase mari metalice). În figura 1 r_f este rezistenţa ohmică a reţelei pînă la locul defectului (s-a neglijat reactanţa reţelei) ; R_h — rezistenţa corpului omenesc ; r_s — rezistenţa de contact la locul de muncă ; r_o — rezistenţa legării la pămînt de exploatare.

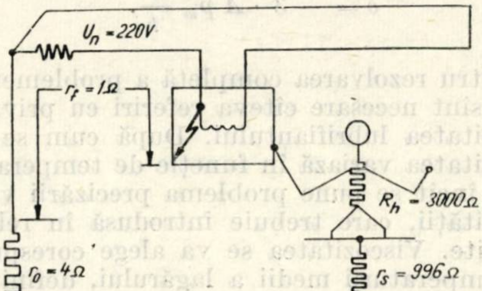


Fig. 1

În cazul în care rezistenţa de contact cu pămîntul este suficient de mare ca să poată fi considerată în calcule (pardoseală de rezistivitate mare), tensiunea la care este supus omul va fi mai mică.

Valoarea curentului de defect va fi :

$$I_d = \frac{U_n}{\Sigma r} = \frac{220}{4000} = 0{,}055 \text{ A}.$$

Acest curent, trecînd prin corpul omului, poate produce un accident grav. Tensiunea va fi :

$$V_h = I_d \cdot R_h = 0{,}055 \cdot 3000 = 165 \text{ V}.$$

Se observă că prin creşterea valorii rezistenţei de contact r_s, valoarea tensiunii la care este supus omul poate să scadă pînă la valori nepericuloase.

Pentru prevenirea şi reducerea tensiunilor de atingere se folosesc, în general, următoarele măsuri de protecţie : alimentarea utilajului la tensiuni reduse admise ; izolarea suplimentară de protecţie a utilajului ; separarea de protecţie ; legarea la pămînt de protecţie ; legarea la conductorul de nul de protecţie ; protecţia automată împotriva tensiunilor de defect ; protecţia automată împotriva curenţilor de defect.

Alimentarea utilajului la tensiuni reduse. În cazul concret al maşinilor-unelte aşchietoare, tensiunilor reduse de 12 V, 24 V sau 42 V pot fi folosite în circuitele de comandă şi semnalizare.

Întrucît aceste elemente se găsesc amplasate pe pupitre de comandă ce sînt direct accesibile operatorului respectiv, folosirea tensiunilor de 12 V, 24 V sau 42 V ar părea oportună. Eficacitatea acestei măsuri în cazurile evidente nu corespunde aşteptărilor, deoarece aceste pupitre de comandă se găsesc fie amplasate pe corpul metalic al maşinii, fie suspendate, dar în legătură electrică (prin construcţie) cu batiul maşinii, ale cărei echipamente electrice sînt, în marea lor majoritate, de tensiune mare, 127 V sau 220 V.

Astfel, la un defect generat de elementele de acţionare, alimentate la tensiunea reţelei de 380/220 V, tensiunea de atingere apărută se transmite la întregul utilaj, inclusiv la pupitrele de comandă.

În afara celor arătate, folosirea acestei măsuri de protecţie este îngreuiată şi de o serie de condiţii care se impun în aceste cazuri :

— transformatorul coborîtor trebuie să aibă înfăşurările executate pe bobine separate şi să se asigure imposibilitatea unui contact accidental între cele două înfăşurări ;

— dacă carcasa transformatorului nu este din material izolant, trebuie, la rîndul său, să fie protejată printr-o altă măsură de protecţie (legarea la pămînt sau la nul) ;

— circuitul de tensiune redusă trebuie să aibă o extindere limitată pentru a preveni trecerea accidentală a tensiunii de reţea din apropiere, datorită unor izolaţii deteriorate ;

— transformatoarele de protecţie sînt limitate, practic, în construcţia lor la puterea de 1 kVA.

Izolarea suplimentară de protecţie a utilajului. Izolarea suplimentară de protecţie se aplică suplimentar faţă de izolarea obişnuită de lucru.

În cazul utilizării acestei măsuri de protecţie trebuie respectate următoarele condiţii :

— folosirea unor materiale de construcţie a echipamentului electric, care să rămînă neinfluenţate de solicitările mecanice şi termice şi deci de fenomenul de îmbătrînire ;

— în aceste cazuri, echipamentul electric nu este prevăzut cu borne de racord la o instalaţie de protecţie împotriva tensiunilor de atingere (prin legarea la pămînt sau la nul) ; cablurile de alimentare, de asemenea, nu au prevăzute conductorul de protecţie ;

— dacă utilajul respectiv se compune din mai multe subansambluri montate la distanţe care însă permit atingerea simultană de către operator a două dintre ele, acestea, în mod obligatoriu, trebuie să aibă între ele o legătură pentru egalizarea potenţialelor ; în acest fel se elimină riscul apariţiei unei diferenţe de potenţial între ele, ca urmare a apariţiei unui defect de izolaţie pe faze diferite la subansambluri diferite ale utilajului ;

— în cazul izolării amplasamentului în jurul maşinii trebuie luate măsuri riguroase ca în raza de manipulare a operatorului să nu se afle elemente care sînt în contact cu pămîntul şi care, o dată atinse, anulează complet rolul izolaţiei de protecţie.

Protecţia prin izolarea amplasamentului nu poate avea o aplicabilitate practică la maşinile-unelte, întrucît acestea se montează într-o hală industrială, la distanţe tehnologice mai mari sau mai mici şi cu multiple posibilităţi de a fi atinse cu corpuri metalice, care au contact cu pămîntul (este cazul podurilor rulante cu ajutorul cărora se transportă şi se montează piesele de prelucrat pe maşină şi care, prin intermediul căilor de rulare, fac legătura cu pămîntul).

Separarea de protecţie. Această măsură de protecţie constă în separarea circuitului electric al unui aparat consumator de reţeaua electrică de alimentare. În acest scop se folosesc transformatoarele speciale de separare cu raportul de transformare 1/1 şi cu tensiuni de maximum 500 V.

La aceste transformatoare, carcasa metalică trebuie însă legată la instalaţia de protecţie prin legarea la pămînt sau la conductorul de nul.

Trebuie menţionat însă că la un transformator de separaţie se poate racorda numai un singur consumator pentru a se garanta o protecţie eficace, ceea ce ar putea duce de multe ori la cheltuieli mari.

Separarea de protecţie poate asigura o protecţie cu rezultate foarte bune numai dacă se realizează o bună izolare a circuitului secundar faţă de pămînt şi faţă de circuitul primar.

Legarea la pămînt de protecţie. Această măsură de protecţie este reglementată (STAS-6119-59) şi poate fi aplicată utilajelor, indiferent de modul în care este tratată reţeaua electrică de la care se alimentează.

Prin legarea la pămînt de protecţie se urmăreşte realizarea unei tensiuni de atingere nepericuloasă, în cazul apariţiei accidentale a tensiunii la părţile metalice ale instalaţiei electrice, care în mod normal nu sînt sub tensiune.

Conform STAS 6119-59, această tensiune de atingere trebuie să fie sub valoarea de 40 V, cînd omul se găseşte la distanţa de 0,8 m de utilajul pe care-l atinge.

Protecţia prin legare la pămînt impune respectarea următoarelor condiţii :

— rezistenţa electrică a instalaţiei de legare la pămînt să nu depăşească 3,5 Ω ;

— rezistenţa electrică a conductorului de legare la pămînt, măsurată de la utilaj pînă la punctul de legătură cu priza de pămînt, să nu depăşească 0,5 Ω ;

— legătura utilajului la instalaţia de legare la pămînt se va face prin intermediul şurubului, special prevăzut în acest scop, la carcasa utilajului sau prin sudură ; în cazul folosirii şurubului se vor folosi piuliţe asigurate împotriva deşurubării, iar suprafeţele de contact se vor curăța pînă la luciu de murdărie, vopsea sau oxizi și se vor cositori sau zinca.

STAS 6119–59 nu pune vreo condiție în ceea ce privește deconectarea rapidă a sectorului defect, deoarece aceasta, practic, nu se poate realiza decît la utilaje de putere foarte mică, curenții de punere la pămînt fiind, în general, de ordinul a 10...20 A.

Pentru a se asigura o deconectare, curentul de defect trebuie să atingă valoarea $I_d = 2{,}5 I_n$, I_n fiind curentul nominal al siguranțelor. Declanșarea acestora trebuie însă, pentru a nu deveni periculos pentru om, să se facă într-un timp maxim de 0,2 s. Din diagrame ridicate experimental a rezultat că pentru siguranțele dimensionate la valoarea de 2,5 I_n, timpul de declanșare se apropie de limita nepericuloasă pentru om, de 0,2 s.

Pornind de la aceste considerații, se vor analiza cîteva cazuri de protecție, prin legare la pămînt, pentru a se putea forma o idee clară asupra eficacității acestei măsuri de protecție, în general și la mașini-unelte, în special.

În cazul unui defect monofazat la pămînt într-o rețea cu neutrul izolat față de pămînt, curentul de defect I_d se închide prin rezistența de izolație a rețelei, care, în general, fiind destul de mare, nu permite realizarea unei intensități de curent suficiente pentru a provoca topirea siguranțelor utilajului.

Dacă are loc un defect de punere bifazată la pămînt, rezistența instalației de legare la pămînt fiind $R_{p_1} = 4\ \Omega$, iar rezistența la locul celei de-a doua puneri accidentale la pămînt a rețelei fiind, de exemplu, $R_{p_2} = 17\ \Omega$, rezultă un curent de defect:

$$I_d = \frac{U}{R_{p_1} + R_{p_2}} = \frac{380}{17 + 4} = \frac{380}{21} = 18\ \text{A}.$$

Pentru această intensitate, chiar la utilaje de puteri relativ mici, siguranța nu se topește; în schimb, tensiunea de atingere depășește valoarea de 40 V admisă de prescripțiile în vigoare:

$$U_a = I_d \cdot R_{p_1} = 18 \times 4 = 72\ \text{V} > 40\ \text{V}.$$

Rezultă că în cazul unui curent nominal $I_n = 25$ A, pentru ca să se obțină un curent de defect $I_d = 2{,}5\ I_n \approx 60$ A necesar topirii siguranțelor de protecție a motorului, rezistența prizei de pămînt trebuie să se dimensioneze nu la $R_p = 4\ \Omega$, ci după relația:

$$R_p = \frac{40}{2{,}5\ I_n} = \frac{40}{60} = 0{,}67\ \Omega.$$

În această situație, chiar dacă siguranța nu se topește fiind supradimensionată, tensiunea de atingere se va limita la valoarea de 40 V.

În cazul rețelelor cu neutrul legat la pămînt cu ajutorul unei prize de pămînt de exploatare apare și o altă problemă, și anume dimensionarea protecției în funcție de deplasarea maximă admisă pentru punctul de nul.

În cazul unei puneri întîmplătoare la pămînt, într-o astfel de rețea electrică apare o creștere a tensiunii conductorilor de fază sănătoși, față de pămînt, ca urmare a deplasării punctului de nul al rețelei. Această deplasare este în funcție de mărimea rezistenței R_0 a prizei de exploatare și de curentul de defect ce se scurge prin ea. În V.D.E. se impune ca tensiunea față de pămînt a fazelor sănătoase să nu depășească 250 V în cazul rețelelor trifazate de 380 V sau 150 V în cazul rețelelor trifazate de 220 V.

În aceste rețele, posibilitățile de topire a siguranțelor în cazul unui defect sînt, de asemenea, mici.

În numeroase cazuri și o tensiune de atingere sub 40 V este dificil de obținut.

Se consideră, de exemplu, cazul unei rețele trifazate cu neutrul legat la pămînt de 220/380 V, iar defectul la un consumator cu $I_n = 25$ A; priza de pămînt de exploatare se dimensionează pentru $R_0 = 4\ \Omega$, iar priza de pămînt de protecție pentru $R_p = 4\ \Omega$.

Se obține în acest caz un curent de defect:

$$I_d = \frac{V_f}{R_0 + R_p} = \frac{220}{4 + 4} = 27{,}50\ \text{A},$$

care nu este în stare să declanșeze siguranța consumatorului ($2{,}5 \times 25 = 62$ A); în schimb, tensiunea de atingere atinge valoarea:

$$U_a = I_d \cdot R_p = 27{,}50 \times 4 = 110\ \text{V}.$$

La priza de exploatare apare o tensiune:

$$U_0 = R_0\ I_d = 110\ \text{V}.$$

Chiar dacă priza de protecție își reduce mult valoarea rezistenței, datorită diferitelor legături naturale la pămînt, țevi de aspirație, de refulare, construcții metalice a halelor etc., s-ar putea ca tensiunea de atingere să fie mai mare de 40 V.

De exemplu, dacă $R_p = 0{,}5\ \Omega$ și $R_0 = 1\ \Omega$,

$$I_d = \frac{220}{1{,}5} = 146\ \text{A}.$$

La utilaje mari nu se va produce deconectarea. Tensiunea de atingere va fi $V_a = 146 \times 0{,}5 = 73$ V.

În cazul protecției prin legare la pămînt, dimensionată pentru asigurarea declanșării, nu este admis să se adauge consumatori de puteri mai mari decît consumatorul cel mai mare, a cărui intensitate nominală de curent a stat la baza calculului prizei de exploatare.

Priza de pămînt de protecție admisă de STAS 6119–59 la valoarea de 4 Ω, putînd să-și micșoreze valoarea rezistenței prin mijloace naturale de legare la pămînt suplimentare, este necesar ca să se suplimenteze protecția prin măsuri adecvate pentru împiedicarea apariției tensiunilor conductorilor sănătoşi faţă de pămînt la valori mai mari de 250 V, în cazul reţelelor de 380 V, cu neutrul legat la pămînt.

Drept concluzie generală se poate afirma că protecţia prin legare la pămînt prezintă un factor de nesiguranţă relativ mare în exploatare.

Legarea la conductorul de nul. Această măsură de protecţie este reglementată prin STAS 6616—62 şi se foloseşte numai în cazul reţelelor cu punctul neutru legat direct la pămînt.

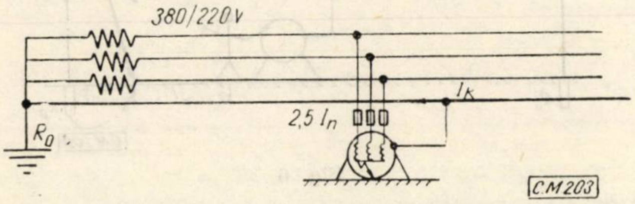


Fig. 2

Scopul urmărit este ca în caz de defect să se asigure o declanşare rapidă a primului echipament de protecţie conectat în circuit (siguranţe sau întrerupător automat).

Dacă la un utilaj legat la nul ca în figura 2, se produce o punere accidentală la corp, prin locul de defect trece un curent de scurtcircuit $I_k = I_d$, care urmează să provoace topirea siguranţei conectate în circuit. Acest lucru se realizează cînd $I_k = 2{,}5\ I_n$, unde I_n este curentul nominal al echipamentului de protecţie.

Din această condiţie se desprinde faptul că dacă siguranţa nu s-a topit (în cazul unui scurtcircuit monopolar, de exemplu la o reţea trifazică de 380/220 V) şi dacă conductorii de fază şi de nul sînt din acelaşi material (şi de aceeaşi secţiune, neglijîndu-se inductanţa reţelei), tensiunea de fază 220 V se va repartiza, practic, în mod egal pe ambii conductori.

Prin urmare, nulul va primi o tensiune de atingere la locul de defect de $\frac{1}{2}\ U_f = 110$ V care scade liniar de la locul de scurtcircuit pînă la locul prizei de exploatare R_0. Celelalte utilaje legate la nul vor avea o tensiune de atingere care va scădea ca valoare pe măsura creşterii distanţei lor faţă de punctul de defect.

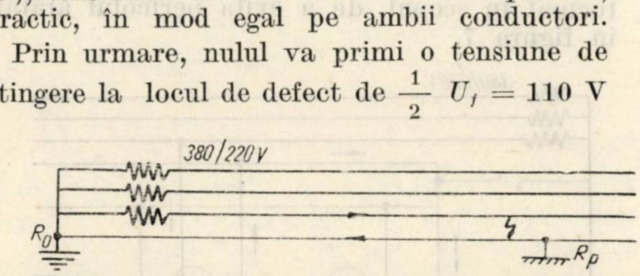


Fig. 3

Pentru reducerea tensiunilor de atingere se impune ca să se lege la pămînt conductorul de nul şi la capătul al doilea (fig. 3). În ipoteza că ambele prize de pămînt sînt egale ($R_0 = R_p$), rezultă că tensiunea de atingere se înjumătăţeşte, adică ajunge sub valoarea de 55 V dacă se ţine seamă că nedeconectarea în timp util a utilajului defect este, în general, puţin probabilă, ceea ce, practic, este acceptabil.

Pentru reducerea mai substanţială a tensiunii de atingere (sub 40 V) sau pentru a se obţine condiţia de declanşare imediată a sectorului defect (maxim 0,2 s) în cazul în care acest lucru nu se poate realiza, este indicat să se prevadă şi alte legări la pămînt în lungul conductorului de nul.

Din analiza figurii 4*a* şi a schemelor echivalente din figurile 4*b* şi 4*c* se desprind următoarele :

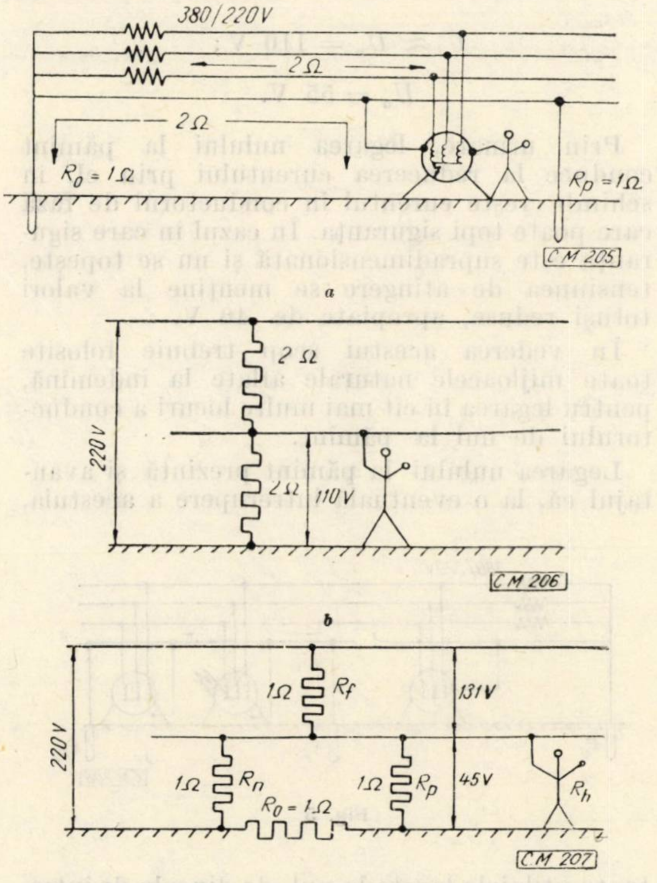


Fig. 4

În cazul nulului fără priză de pămînt :

$$I_d = \frac{U}{R_f + R_n} = \frac{220}{2+2} = 55\ \text{A};$$

$$U_a = U_n = I_d \cdot R_n = 55 \times 2 = 110\ \text{V};$$

În cazul nulului cu o priză de pămînt :

$$R_p = 1\ \Omega \text{ şi } R_0 = 1\ \Omega;$$

$$I_d = \frac{U}{R_f + R_e} = \frac{220}{1 + 0{,}57} = 131\ \text{A}.$$

Rezultă o cădere de tensiune pe fază :

$$U_f = 131 \times 1 = 131\ \text{V}$$

şi o cădere de tensiune pe nul :

$$U_n = 220 - 131 = 89\ \text{V};$$

$$U_a = \frac{U_n}{2} = 45\ \text{V};$$

în cazul nulului cu o priză la pămînt $R_p = 4\ \Omega$, $R_0 = 4\ \Omega$ şi $R_f = R_n = 1\ \Omega$:

$$I_d = \frac{220}{1 + \frac{8}{9}} = 110\ \text{A};$$

$$U_f \approx U_n = 110\ \text{V};$$

$$U_a = 55\ \text{V}.$$

Prin urmare, legarea nulului la pămînt conduce la reducerea curentului prin el, în schimb creşte curentul în conductorul de fază care poate topi siguranţa. În cazul în care siguranţa este supradimensionată şi nu se topeşte, tensiunea de atingere se menţine la valori totuşi reduse, apropiate de 40 V.

În vederea acestui scop trebuie folosite toate mijloacele naturale aflate la îndemînă, pentru legarea în cît mai multe locuri a conductorului de nul la pămînt.

Legarea nulului la pămînt prezintă şi avantajul că, la o eventuală întrerupere a acestuia, toate utilajele legate la nul, de dincolo de întrerupere, rămîn totuşi protejate prin legarea la pămînt (fig. 5). Dacă legarea la pămînt ar lipsi, toate utilajele legate la nul după locul întreruperii capătă potenţialul utilajului defect. Rezultă de aici concluzia că în circuitul de nul nu este permis să se monteze siguranţe sau aparate pentru întrerupere, tocmai pentru a se evita o astfel de situaţie.

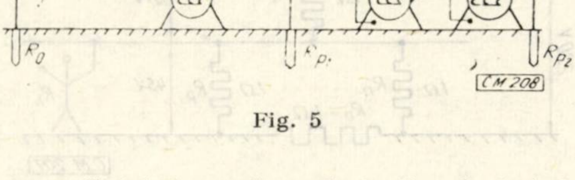


Fig. 5

Legarea conductorului de nul la prize de pămînt poate realiza protecţia şi în cazul în care apare o întrerupere a punctului neutru la priza de pămînt de exploatare şi o punere la pămînt a unei faze a reţelei. În aceste situaţii, dacă nu ar exista legări la pămînt suplimentare, tensiunea de atingere are valoarea tensiunii de fază a reţelei (fig. 6) :

$$U_a = U_f = 220\ \text{V}.$$

O altă condiţie obligatorie impusă de STAS 6616–62 este aceea ca conductorul de nul

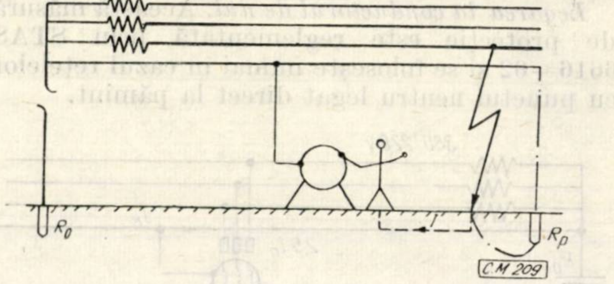


Fig. 6

pentru protecţie să servească numai acestui scop, iar în cazul în care este necesar să se alimenteze monofazat un consumator (la tensiunea de fază a reţelei) să se folosească, începînd de la ultimul tablou, un al doilea conductor de nul separat, care va fi tratat ca şi conductorul de fază al reţelei.

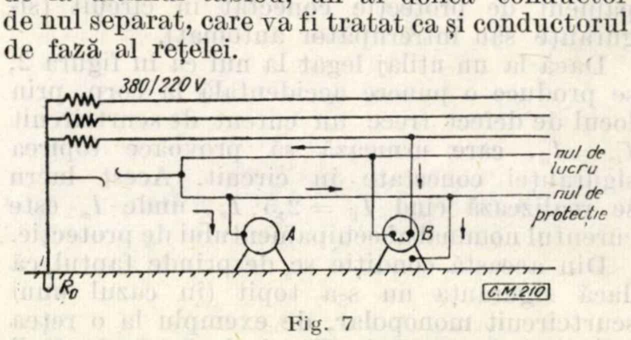


Fig. 7

Punctul de unde începe ramificarea în conductor de nul de lucru şi conductor de nul de protecţie se leagă obligatoriu de pămînt, tocmai în scopul de a evita pericolul arătat în figura 7.

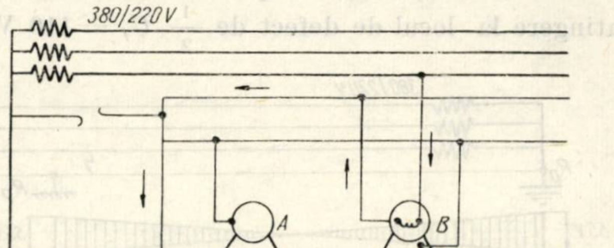


Fig. 8

La o eventuală întrerupere a conductorului de nul, înainte de punctul de ramificare, se pune utilajul A la tensiunea faţă de pămînt :

$$U_a \approx 220\ \text{V}.$$

Dacă punctul de ramificare se leagă la pămînt, utilajul A se va găsi doar la potenţialul realizat de priza de pămînt R_p care nu trebuie să depăşească 4 Ω (fig. 8).

Concluzii. Din cele arătate se desprinde concluzia că pentru maşinile-unelte, măsura de protecţie împotriva tensiunilor de atingere cea mai adecvată este protecţia prin legarea la conductorul de nul. Numai în cazul în care condiţiile de reţea nu permit acest lucru se poate recurge la protecţia prin legare la pămînt.

Însă pentru a-şi atinge scopul, protecţia prin legare la nul trebuie să respecte condiţiile impuse de STAS 6616—62.

Echipamentul electric al maşinilor-unelte este, în genere, distribuit în următoarele subansambluri : dulap cu aparate electrice, instalaţia de pe maşină, pupitru de comandă.

Analizînd situaţia în care dulapul cu aparate electrice se află montat în apropierea maşinii, rezultă, după cum este indicat şi în figura 9, că dulapul cu aparate electrice poate fi asimilat cu un cofret de alimentare cu energie electrică şi deci tratat în aceleaşi condiţii, impuse de STAS 6616—62. În dulap există consumatori monofazaţi care necesită legături la nul, dar există şi aparate (transformatoare monofazate) care se protejează prin legare la nul împotriva tensiunilor de atingere.

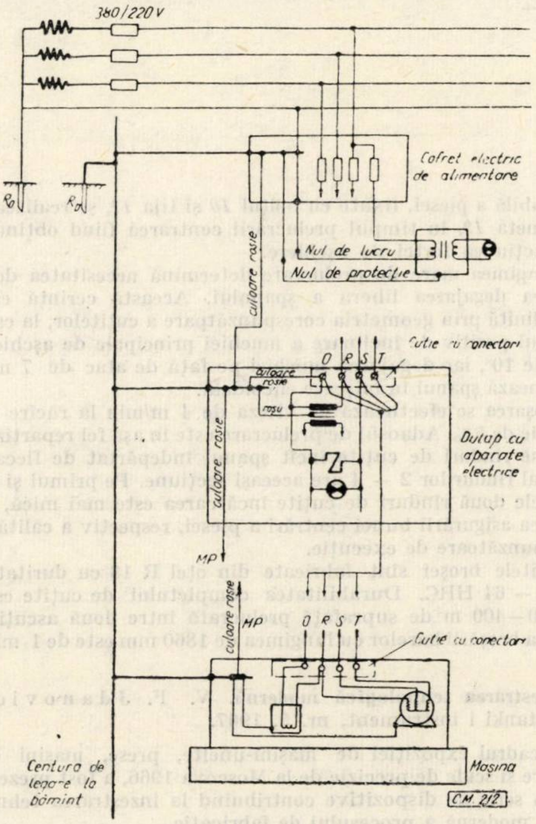


Fig. 9

Deci, întocmai ca în situaţia cofretelor se va face alimentarea dulapului de la cofret, aducîndu-se un singur conductor de nul (aşa cum se aduce pentru cofret de la reţea).

Condiţiile de alimentare a dulapului cu aparate sînt identice cu cele corespunzătoare pentru cofret.

În aceste situaţii, dulapul cu aparate va avea construcţia metalică legată la priza de pămînt pentru protecţie şi la acelaşi punct se va lega şi conductorul de nul adus de la cofretul de alimentare.

Acest punct serveşte şi ca punct de ramificare pentru conductorul de nul de lucru şi de protecţie.

Acest punct este necesar să fie realizat dintr-o placă metalică construită astfel încît să permită : un contact sigur între centura de pămînt şi construcţia metalică a dulapului (fără posibilităţi de întrerupere accidentală a acestei legături), o ramificare comodă a conductorilor de nul de lucru şi de protecţie şi o legătură sigură a conductorului de nul adus de la cofret.

De la dulapul cu aparate se va pleca la utilajul propriu-zis cu doi conductori de nul separaţi. Aceasta se impune pentru faptul că pe maşină, spre deosebire de dulap, nu sînt posibile realizarea şi localizarea unei plăci de contact care să îndeplinească condiţiile menţionate mai sus. Este ştiut faptul că la maşină, de obicei, se montează o cutie cu conectori, la care se aduc legăturile electrice de la dulap şi de aici se fac ramificările la consumatorii de pe maşină. În această cutie de conectori nu este posibilă rezolvarea problemei ca în cazul unui dulap cu aparate.

Maşina respectivă se va lega obligatoriu la centura comună de legare la pămînt a halei. În acest mod toate posibilităţile de defecte arătate sînt evitate, asigurîndu-se în orice situaţie o protecţie prin legare la pămînt, care, fiind bine dimensionată, poate reduce tensiunea de atingere în caz de defect sub valoarea de 40 V.

În timp ce conductorul de nul de lucru se poate trece prin şirurile de conectori, conductorul de nul de protecţie nu poate suferi acelaşi tratament pentru că nu este permis să aibă eventuale întreruperi pe traseul său.

De asemenea, în cazul în care se vine de la capăt cu un singur conductor de nul, acesta se va trata ca şi un conductor de nul de protecţie.

Pentru a se obţine rezultate sigure în protecţia prin legare la nul este necesar ca pe maşină să se lege individual la nulul de protecţie, fiecare consumator. Acest lucru este posibil dacă pentru fiecare grupă de consumatori de pe maşină se montează pe batiul acesteia o placă metalică de ramificaţie construită special în acest scop, ca la dulapul cu aparate. Folosirea unei borne centrale de pămînt nu este posibilă, aceasta neputînd permite o ramificare pentru mai mulţi consumatori, a conductorului de nul de protecţie. Aceste plăci cu borne se vor lega între ele cu conductor corespunzător numai în cazul în care, între ele, nu este posibilă o legătură sigură şi naturală prin batiul metalic al maşinii.

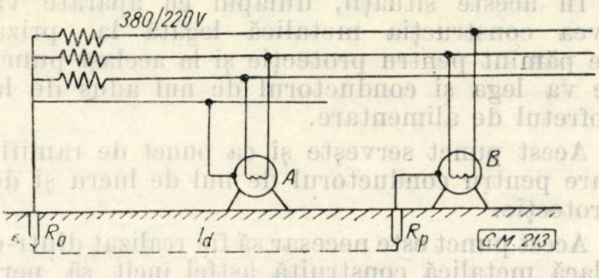


Fig. 10

O foarte mare atenţie trebuie acordată pericolului care există în cazul în care în aceeaşi hală industrială, la aceeaşi reţea electrică de alimentare, se foloseşte pentru o parte din utilaje protecţia prin legare la pămînt, iar pentru o altă parte din utilaje se foloseşte protecţia prin legare la conductorul de nul de protecţie (fig. 10).

În cazul unui defect la utilajul *B*, protejat prin legare la pămînt, poate apărea o tensiune de atingere mai mare de 40 V (ca urmare a faptului că siguranţele nu se topesc) şi pune sub tensiune periculoasă astfel conductorul de nul faţă de pămînt, respectiv toate utilajele legate la aceasta. De fapt, aceasta este interzis prin STAS 6616—62.

Documentare

Broşă pentru prelucrarea faţetelor la barele de torsiune. S. I. Jitniţkii, E. I. Jucikov şi L. M. Natopov. În: Stanki i instrument, nr. 6, 1967.

La uzina de automobile din Breansk s-a introdus în fabricaţie o broşă pentru prelucrarea simultană pe maşina orizontală de broşat model 7 A 540 a celor patru faţete ale barelor de transmisie. Barele sînt fabricate din oţel 45 HNMFA, cu duritatea HB $\geqslant$ 270 şi cu lungimea $L = 890 \ldots 1860$ mm şi lăţimea $a = 50$ sau 82 mm (fig. 1).

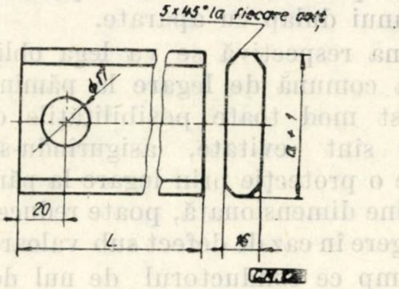


Fig. 1

În construcţia sudată (fig. 2), broşa este formată din planşaiba *1*, două suporturi *2*, nervurile de rigidizare *3* şi bridele *4*. Cuţitele *5* sînt dispuse în locaşurile suportului şi fixate cu şuruburile *6*. Scula este montată pe arborele în trepte-şablon *7*, centrat cu ajutorul tamponului *8* şi al rigletei *9*. Centrarea prealabilă a piesei, fixate cu bolţul *10* şi tija *11*, se realizează cu luneta *12*, în timpul prelucrării centrarea fiind obţinută sub acţiunea forţei de aşchiere.

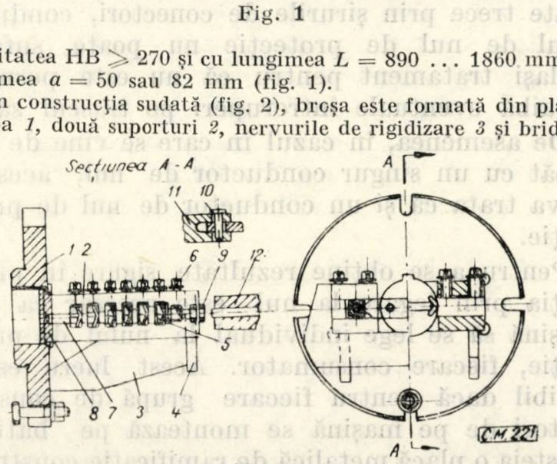


Fig. 2

Lungimea mare de prelucrare determină necesitatea de a asigura degajarea liberă a şpanului. Această cerinţă este îndeplinită prin geometria corespunzătoare a cuţitelor, la care unghiul pozitiv de înclinare a muchiei principale de aşchiere este de 10°, iar degajarea muchiei pe faţă de atac de 7 mm antrenează şpanul în mişcare elicoidală.

Broşarea se efectuează cu viteza de 4 m/min la răcire cu emulsie de 5 %. Adaosul de prelucrare este în aşa fel repartizat pe şase rînduri de cuţite încît şpanul îndepărtat de fiecare cuţit al rîndurilor 2 — 4 are aceeaşi secţiune. Pe primul şi pe ultimele două rînduri de cuţite încărcarea este mai mică, în vederea asigurării bunei centrări a piesei, respectiv a calităţii corespunzătoare de execuţie.

Cuţitele broşei sînt fabricate din oţel R 18 cu duritatea de 62 — 64 HRC. Durabilitatea completului de cuţite este de 350—400 m de suprafaţă prelucrată între două ascuţiri. Durata broşării barelor cu lungimea de 1860 mm este de 1 min.

Inzestrarea tehnologică modernă. V. F. Jdanovici În: Stanki i instrument, nr. 5, 1967.

În cadrul expoziţiei de maşini-unelte, prese, maşini de turnare şi scule de precizie de la Moscova 1966, a fost prezentată o serie de dispozitive contribuind la înzestrarea tehnologică modernă a procesului de fabricaţie.

Din domeniul dispozitivelor pentru transmisiile hidraulice ale maşinilor-unelte un interes deosebit au stîrnit acumulatorul hidraulic S D 9204 — 01 utilizat la cinci maşini-unelte.

Acumulatorul deserveşte pompele de alimentare ale transmisiilor hidraulice, pornirea şi oprirea pompelor fiind realizată automat în funcţie de presiunea maximă şi minimă a lichidului de lucru din acumulator. În intervalele cînd pompele nu funcţionează, lichidul de lucru este livrat de către acumulator.

Caracteristicile principale ale acumulatorului sînt: presiunea maximă a lichidului — 50 kgf/cm ^{2}; volumul de lichid în acumulator corespunzător presiunii gazului comprimat de acţionare de 50 kgf/cm ^{2} şi căderii de presiune a lichidului de la 50 la 40 kgf/cm ^{2} — 1,2 l; gabarite — 450 × 600 × ×1000 mm; greutatea — 200 kgf.

În figura 1 se prezintă dispozitivul de reglare IR 7206—4003 utilizat la prelucrarea frontală a pieselor plane cu lungimea de 40 — 1940 mm şi lăţimea de 180 mm pe maşina orizontală de frezat. Piesa de prelucrat se aşază pe placa *A*, sprijinindu-se frontal pe limitatorul reglabil *1* sau *2*. Fixarea piesei între fălcile mobile *3* se efectuează cu ajutorul șurubului *4* și al cilindrului hidraulic 5.

Reglarea se realizează prin deplasarea fălcilor mobile și a limitatoarelor. Limitatorul *1*, folosit la prelucrarea pieselor plane scurte, se deplasează în canalul în formă de *T* al dispozitivului; limitatorul *2*, utilizat la prelucrarea pieselor plane lungi, este montat pe console cu lungimea reglabilă. Limitatoarele sînt construite în trepte, oferind posibilitatea de a prelucra două suprafețe la o singură trecere.

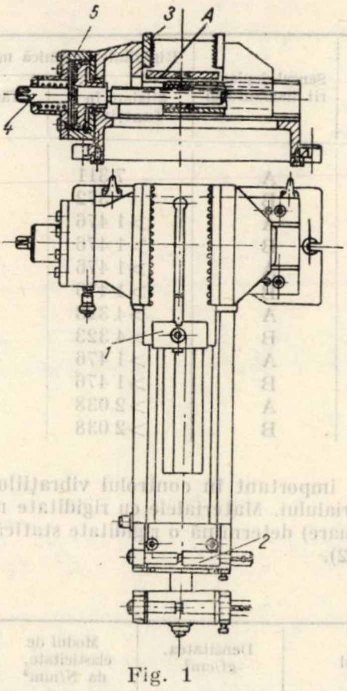


Fig. 1

Caracteristicile tehnice principale ale dispozitivului sînt : dimensiunile fălcilor — 250 × 70 mm, forța de strîngere, la presiunea uleiului de lucru de 50 kgf/cm ² — 6500 kgf, gabarit 1385 × 640 × 245 mm, greutate — 150 kgf.

La expoziție s-au prezentat și instalații hidraulice universale de acționare aplicate pe scară largă în construcția de mașini. Astfel de instalații, dispuse pe masa mașinii, deservesc o serie de dispozitive folosite succesiv. Se remarcă dispozitivul pentru fixarea suporților de cuțite cu prindere mecanică a plăcuțelor așchietoare. Numărul de suporți pe dispozitiv este de 6 — 10, secțiunea suporților — 6 × 25, 20 × 30 și 25 × ×40 mm, lungimea suporților —120—150 mm, unghiul de înclinare a suporților — 0—150 ° gabarit — 600 × 210 × × 230 mm, greutate — 100 kgf.

Pentru centrarea și prinderea semifabricatelor cilindrice de tipul roților dințate, flanșelor și bucșelor în vederea prelucrării orificiilor lor centrale pe mașini verticale de găurit, sînt realizate mandrine cu autocentrare cu trei fălci (tabela 1).

Tabela 1

Tipul mandrinei MN 5526 - 64	Diametrul semifabricatelor fixate, mm		Gabaritele mandrinelor, mm			Greutatea, kgf
	maxim	minim	diametru	lungime	înălțime	
7301—0001	10	50	160	230	120	8,5
7301—0002	45	105	250	340	170	25,5
7301—0003	100	165	320	410	170	36,5
7301—0004	160	250	400	500	170	48,5

Dintre exponate se mai remarcă suporți divizori, dispozitive magnetice universale de reglaj etc.

Mărirea vitezei de găurire a oțelurilor dure. În : Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 7, vol. 15.

O serie de încercări experimentale, realizate (R.D.G.) în legătură cu mărirea vitezei de găurire a oțelului refractar austenitic, a determinat concluzia că burghiele cu trei conuri la vîrf prezintă avantaje incontestabile din punctul de vedere considerat.

Pentru experiențe a fost utilizat un oțel refractar austenitic conținînd crom, nichel, molibden și titan. Unghiul la vîrf al burghiului încercat era de 118°, cel de-al doilea vîrf la 170⁰ (aproape plat) cu un mic vîrf de centrare ; al treilea vîrf prezenta un con de 135 ° la centru și un al doilea de 70° la periferie (în figura 1 apare un burghiu cu două conuri). Încercările au fost efectuate folosind lichid de răcire.

Randamentele burghielor normale și cu vîrful plat au fost aproximativ aceleași : randamentul celui cu două conuri.

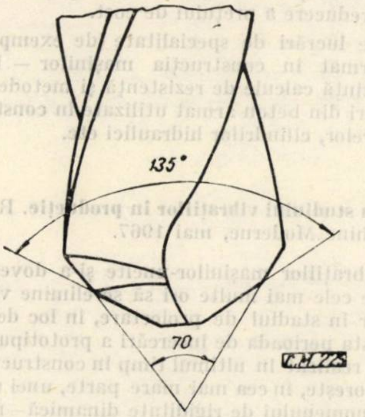


Fig. 1

Condițiile au fost astfel stabilite încît burghiele să dureze în timpul unei lungimi totale de găurit de 2 000 mm. Cu un avans de 0,31 mm/rot, viteza maximă de așchiere a fost de 9 m/min pentru burghiul cu vîrf normal, de 9,8 m/min pentru burghiul cu vîrful plat și de 17,5 m/min pentru burghiul cu con dublu.

Frezarea chimică cu ajutorul mordanților solidificați. În : La Machine Moderne, iunie 1967.

O serie de cercetări realizate de Douglas Aircraft Co. și la Universitatea din California a permis punerea la punct a unui procedeu de prelucrare a metodelor prin frezare electrochimică, folosind mordanți sub forma unor gelatine cu un conținut ridicat de acid.

Procedeul s-a dovedit eficient în cazul aliajelor chimic rezistente, în cazul oțelurilor inoxidabile și al aliajelor cu nichel și titan.

Mordanții — sub forma considerată — pot fi modelați sau prelucrați pentru a se realiza suprafețele necesare, de contur, ale pieselor ; în acest fel se pot efectua operații care — în mod obișnuit — se realizează prin prelucrarea mecanică.

Concentrația acizilor este suficientă pentru asigurarea unei viteze de prelucrare moderate la aplicarea gelatinei pe o suprafață metalică.

Viteza de prelucrare și evacuare a așchiilor poate fi sporită prin utilizarea unor dispozitive auxiliare electromecanice.

Suprafețele prelucrate au un grad de netezime ridicat, superior celui obținut prin așchierea și rectificarea suprafeței.

În acest caz însă, condițiile de lucru, ca și mordanții necesari obținerii unui ridicat grad de netezime, nu permit realizarea unei viteze apreciabile de prelucrare.

Utilizarea betonului armat în construcția mașinilor-unelte. În : La Machine Moderne, aprilie 1967.

Se constată, în ultima perioadă de timp, o tendință tot mai accentuată pentru utilizarea betonului armat la construirea principalelor elemente ale batiurilor mașinilor-unelte.

Astfel, în U. R. S. S. au fost supuse încercărilor o serie de prototipuri de prese şi rezervoare sub presiune, realizate din beton armat. Economia realizată prin utilizarea unui material cu preţ de cost redus este cu totul apreciabilă, iar în ce priveşte maşinile-unelte, betonul prezintă proprietăţi mai bune de amortizare a vibraţiilor decît fonta.

Construcţia unei prese de 50 000 tf pentru operaţii de extruziune a necesitat o cantitate de 1 000 tf oţel şi 3 500 m^3 de beton. În cazul realizării acestei prese numai din metal ar fi fost necesară o cantitate de 7 000 tf. O economie similară de metal a putut fi realizată datorită utilizării betonului armat la construirea unor prese de forjat hidraulice şi mecanice de 10 000 tf.

Dacă, din punct de vedere comercial, betonul este mai puţin corespunzător decît oţelul sau fonta, se realizează totuşi — prin utilizarea sa în construcţia maşinilor-unelte grele — o substanţială economie de timp şi metal şi deci o importantă reducere a preţului de cost.

O serie de lucrări de specialitate (de exemplu, utilizarea betonului armat în construcţia maşinilor — I. G. Lyndkouskii) prezintă calcule de rezistenţă şi metode de încercare pentru batiuri din beton armat utilizate în construcţia preselor, laminoarelor, cilindrilor hidraulici etc.

Necesitatea studiului vibraţiilor în producţie. R. S. Hahn. În : La Machine Moderne, mai 1967.

Studiul vibraţiilor maşinilor-unelte şi-a dovedit utilitatea permiţînd de cele mai multe ori să se elimine vibraţiile unei maşini chiar în stadiul de proiectare, în loc de a se aştepta pentru aceasta perioada de încercări a prototipului respectiv.

Progresul realizat în ultimul timp în construcţia maşinilor-unelte se datoreşte, în cea mai mare parte, unei mai bune cunoaşteri a fenomenului de rigiditate dinamică—rezistenţa organelor maşinii la deformarea determinată de sarcini dinamice.

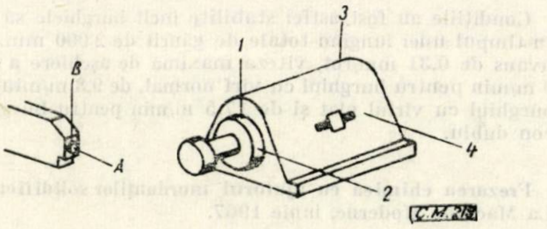


Fig. 1

Studiile în domeniul considerat au început după 1953, dar fenomenul respectiv nu a putut fi bineînţeles decît mult mai tîrziu, iar predeterminarea matematică a vibraţiilor dinamice era prea nesigură şi dificilă pentru a putea fi utilă constructorilor de maşini-unelte.

În prezent există posibilitatea analizării rapide a vibraţiilor cu ajutorul unui nou aparat (Heald) numit analizor de funcţie de transfer, care simulează forţele vibratorii la care va fi supusă maşina, înregistrînd efectele. Aparatul exercită o forţă periodică asupra structurii de încercat, în acelaşi sens şi loc ca şi forţa de aşchiere reală, măsurînd amplitudinea deplasării rezultate şi determinînd automat raportul dintre forţa şi vibraţia rezultată. Excitatorul acţionează pe o largă gamă de frecvenţă, indicînd rigiditatea dinamică pentru o întreagă gamă de condiţii.

După determinarea frecvenţelor critice, se poate îmbunătăţi rigiditatea dinamică prin mărirea rigidităţii statice sau prin integrarea, în structura considerată, a elementelor de amortizare sau de disipare a energiei.

O metodă răspîndită pentru amortizarea vibraţiilor constă în utilizarea filmelor fluide între suprafeţele în contact ale lagărelor sau glisierelor. În tabela 1 se ilustrează — de exemplu — efectul de amortizare a vibraţiilor în lagărele hidrostatice. În cazul considerat, forţele motrice vibratorii acţionează asupra căruciorului portdisc al unei maşini de rectificat suprafeţe interioare. Acţiunea asupra diamantului de îndreptat este înregistrată atît cu sistemul hidrostatic în funcţiune, cît şi cu sistemul scos din funcţiune. Reiese în mod evident că filmele de ulei pot reduce vibraţiile normale în mod substanţial, efectul lor asupra glisierelor fiind însă nul. Aspectul respectiv de amortizare preferenţială trebuie luat în considerare în construcţia maşinilor-unelte.

Tabela 1

Sensul forţei motrice	Sensul deplasării diamantului	Rigiditate dinamică minimă, daN/mm^2	
		glisiere în funcţiune	fără funcţionarea glisierelor
1	A	7 311	393
1	B	372	295
2	A	>1 476	>1 476
2	B	>1 476	132
3	A	>1 476	>1 476
3	B	>1 476	660
3	A	>4 323	295
3	B	>4 323	551
4	A	>1 476	>1 476
4	B	>1 476	253
4	A	>2 038	759
4	B	>2 038	600

Un factor important în controlul vibraţiilor îl constituie natura materialului. Materialele cu rigiditate mare (modul de elasticitate mare) determină o rigiditate statică mai accentuată (tabela 2).

Tabela 2

Materialul	Densitatea, gf/cm^3	Modul de elasticitate, da N/mm^2	Frecvenţa proprie
Fontă	7,19	10 546	7 580
Oţel	7,8	21 092	10 320
Carbură de tungsten	17,16	56 245	11 360
Molibden	10,21	35 153	11 820

Frecvenţa proprie de vibraţie depinde de raportul dintre modulul de elasticitate şi densitate, crescînd cu acesta. Evident carbura de tungsten şi molibdenul dau rezultate corespunzătoare cînd este necesară o frecvenţă proprie ridicată.

Maşină pentru găurirea orificiilor în matriţe. N. A. Radomskii şi N. G. Griţun. În: Maşinostroitel, nr. 8, 1967.

În cadrul Institutului „Ukrorgstankinprom" al agenţiei moscovite „Pişcemaş" s-a proiectat o maşină de găurit orificiile radiale ale matriţelor folosite în agricultură pentru prepararea nutreţurilor granulate. Matriţele au formă tubulară, cu diametrul exterior de 560 mm, diametrul interior de 406 mm şi lungimea de 164 mm, prezentînd orificii cu diametrul de 4,7 ; 7,7 ; 9,7 ; 12,7 sau 19 mm. Maşina oferă posibilitatea de prelucrare a unui număr mare de orificii — 1 620 la matriţe cu orificii de 4,7 mm, 810 la matriţe cu orificii de 9,7 mm etc.

Pe placa sudată *1* a maşinii (fig. 1) este montat suportul *2* care poate fi deplasat în plan orizontal cu ajutorul unei îmbinări cu şurub. Pe consola *3* este fixat capul de găurit *4* (de la maşina de banc model 2A 112). Placa *1* este prevăzută cu un orificiu pentru scurgerea lichidului de răcire. Placa *1* şi consola *3* sînt fixate pe fundaţie de beton. Antrenarea arborelui maşinii în mişcarea principală se realizează prin intermediul unei transmisii cu curele. Avansul pinolei se comandă de la maneta *5*.

Piesa de prelucrat se aşază pe discul de divizare *1* (fig. 2), fiind centrată pe pană şi fixată cu placa *2* şi piuliţa *3*. La găurirea orificiilor fiecărei matriţe se utilizează bucşe de ghidare *4*, cu diametrul corespunzător, presate în placa *5*. Rotirea discului divizor cu unghiurile necesare se realizează cu ajutorul a opt fixatoare *6* (fig. 1). După prelucrarea fiecărui rînd de orificii se acţionează maneta *6* (fig. 2), deplasîndu-se astfel consola *7* pînă cînd burghiul ajunge în dreptul unei alte bucşe de ghidare. Controlul deplasării consolei se efectuează pe un cadran gradat.

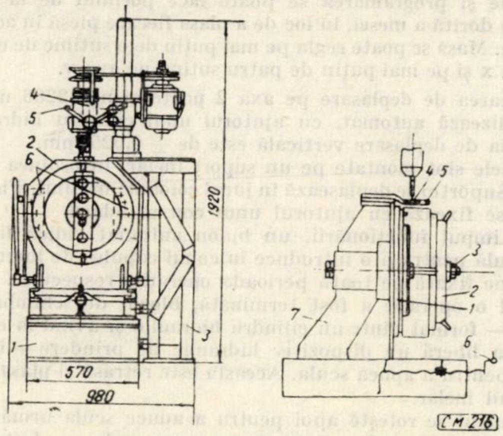


Fig. 1

Pe matriţe, orificiile se dispun în careuri de şah, astfel încît placa de ghidare *5* trebuie deplasată cu jumătate din pas la trecerea de la un rînd de orificii la altul.

Maşina prezentată permite obţinerea unei înalte precizii de dispunere a orificiilor, forma geometrică a acestora fiind corespunzătoare. Prin utilizarea maşinii s-a atins o creştere de 60% a productivităţii muncii.

Comportarea la frecare şi uzură a ghidajelor maşinilor-unelte. Domrös, D. În: Industrie-Anzeiger, nr. 66, aug 1967, p. 19–25.

După o succintă considerare a parametrilor şi relaţiilor cuplurilor de frecare, se prezintă rezultatele încercărilor de lungă durată efectuate la Laboratorul de maşini-unelte al Şcolii Superioare din Aacken (R. F. a Germaniei) în domeniul frecării şi uzurii ghidajelor maşinilor-unelte, la viteze mici de alunecare.

Încercările au urmărit să determine influenţa calitativă şi cantitativă asupra frecării şi uzurii ghidajelor a trei factori principali: gradul de prelucrare a suprafeţelor, ungerea şi natura materialelor conjugate.

În acest scop, s-au studiat un mare număr de cupluri de frecare, formate prin combinaţii de materiale metalice sau nemetalice (fontele cenuşii GG-25 şi GG-30, oţelul călit C45, oţelurile aliate C45 N şi 16 MnCr 5, aliajele SnBz8 şi SnPbBz 15, aliajul de lagăre, poliamidele A şi B, politetrafluoretilena, polioximetilena, textolitul cu răşină fenolformaldehidică, răşini cu grafit, răşini epoxidice cu adaos de MoS_2).

Ungerea s-a făcut cu uleiuri aditivate sau neaditivate, în condiţii de alimentare continuă ($Q > 6$ $cm^3/24$ h) sau dozată ($Q = 0{,}04$ $cm^3/24$ h), iar suprafeţele de alunecare au fost prelucrate prin rabotare fină, frezare fină sau rectificare.

Rezultatele experienţelor sînt redate sintetic în 15 diagrame, care prezintă toate dependenţele studiate.

S-a stabilit că — în condiţii de sarcină şi viteză date — proprietăţile de alunecare sînt influenţate cel mai mult de ungere şi natura materialelor.

Valorile uzurii la frecare în absenţa lubrifiantului sînt multipli ale celor obţinute în cazul ungerii, după un parcurs de frecare de 25 km epruvetele indicînd o uzură de 50 μm în primul caz, faţă de circa 1 μm la o ungere cu numai 0,04 $cm^3/24$ h.

Folosirea uleiurilor aditivate micşorează uzura chiar la materialele cu o pronunţată tendinţă spre uzură. La cuplurile de frecare, fontă cenuşie GG-30/SnBz8 şi fontă cenuşie GG-30/poliamidă, uzura se reduce la jumătate prin utilizarea uleiului cu MoS_2. Uleiul aditivat favorizează o alunecare uniformă chiar la viteze mici, diminuînd mult posibilitatea apariţiei fenomenelor de stick-slip.

Cuplurile de frecare cercetate au arătat că nu există un material care să satisfacă simultan toate cele trei criterii de bază: uzură normală, eliminarea pericolului de gripare şi coeficient de frecare mic.

Materialele care în condiţii normale de funcţionare au o uzură mică, în situaţii dificile de lucru prezintă o accentuată înclinaţie spre gripaj. Astfel, materialele metalice — care în condiţii de ungere continuă şi la sarcini mici se comportă excelent în exploatare — au o comportare lamentabilă la presiuni mari şi în absenţa lubrifiantului. În schimb, materialele plastice, deşi au o uzură mai ridicată, nu dau deteriorări ale suprafeţelor în condiţii extreme de lucru ($p = 80$ kgf/cm^2), cele mai bune proprietăţi de antiuzură revenind polioximetilenei şi poliamidelor.

Uzura ghidajelor scade mult prin înlocuirea fontei cenuşii cu oţel de arc laminat la rece (de exemplu, la cuplul de frecare oţel de arc/textolit uzura se reduce cu 60% în comparaţie cu cuplul fontă cenuşie GG-30/textolit).

Încercările la uzură au evidenţiat totodată că, pentru anumite materiale plastice, în domeniul vitezelor de deplasare mici, se obţin valori foarte reduse ale uzurii, aproape independente de viteza de alunecare.

Dificultăţi determinate de încovoiere în cadrul frezării contururilor sub controlul numeric. In: Stanki i instrument.

Programarea maşinilor de frezat cu comandă numerică pentru prelucrare pe contur comportă o serie de corecţii pentru eforturile de inerţie, neglijînd însă corecţiile pentru încovoierea elastică a piesei, maşinii-unelte şi a sculei datorită forţelor de aşchiere.

Un grup de cercetători din U. R. S. S. (ENIMS) a elaborat un manual conţinînd o documentaţie completă asupra erorilor determinate de încovoierea elastică în timpul prelucrării contururilor cu variaţie bruscă sau progresivă a profilului.

Parametrii luaţi în considerare sînt: adîncimea de trecere, toleranţa prelucrării şi avansul pe dinte. În funcţie de datele menţionate se poate determina valoarea maximă admisibilă pentru avansul pe dinte, luînd în considerare o precizie dată. Programarea se face în funcţie de parametrii consideraţi.

În multe situaţii, toleranţa de prelucrare şi duritatea superficială a piesei variază în limite foarte largi, astfel încît încovoierea elastică trebuie determinată chiar în timpul lucrului.

De asemenea, se pot obţine rezultate corespunzătoare măsurînd componentele forţei de aşchiere, considerînd că încovoierile în ansamblul sculă-maşină-piesă sînt aproximativ proporţionale cu forţa de aşchiere.

În cadrul încercărilor realizate s-a pus la punct şi un sistem de detecţie şi de compensare a încovoierilor.

Strung de copiat automat cu avans constant. In: Rivista di ingegneria, nr. 7–8, 1967.

Un strung de copiat automat cu avans constant, de concepţie cu totul nouă, a fost realizat în S. U. A. (Jones and Lawson-Springfield).

Datorită concepţiei cu totul moderne, strungul poate fi prevăzut cu o întreagă combinaţie de cărucioare (pînă la şase) capabilă a face faţă oricărei necesităţi.

Cărucioarele de copiat multiple pot fi utilizate atît pe patul superior cît şi pe cel inferior. Se pot folosi, de asemenea, cărucioare posterioare pentru format sau pentru format şi strunjit, precum şi un cărucior frontal.

Cărucioarele pentru copiat pot fi prevăzute cu dispozitiv portsculă simplu sau cu dispozitiv cu declic cu două sau trei poziţii pentru prelucrare brută sau de finisare.

Productivitatea ridicată a maşinii se datoreşte în primul rînd grupelor opuse de copiat şi strunjit, care permit deplasarea cu 360° în jurul piesei în lucru. Strungul a fost realizat în trei dimensiuni avînd distanţa între vîrfuri de 610 mm, 1 220 mm şi 1 525 mm.

Toate cărucioarele de copiat sînt interschimbabile între patul superior şi cel inferior.

Avansul poate fi variat în mod continuu între 25,4 şi 762 mm/min.

Atît avansul cît şi turaţia pot varia automat în timpul ciclului de lucru. Servocomanda pentru copiere permite menţinerea constantă a avansului, chiar în cazul variaţiilor mari de formă.

Maşină de găurit şi filetat orizontală. In : La Machine Moderne, mai 1967.

În general, operaţiile de găurire şi filetare se execută vertical, cu toate că nu există impedimente pentru ca aceste operaţii să fie executate şi orizontal. De fapt însă, o maşină-unealtă orizontală este mai interesantă, permiţînd prelucrarea pieselor de dimensiuni mari pe mai multe feţe. În plus, operaţiile de încărcare şi descărcare, precum şi înlăturarea aşchiilor pot fi mai uşor realizate.

Datorită acestor avantaje a fost de curînd realizată de către industria americană o maşină orizontală (Cintimatic) cu comandă numerică, care permite efectuarea operaţiilor de găurire, filetare, frezare şi alezare.

Maşina-unealtă a fost special proiectată pentru comandă numerică, nefiind o maşină transformată, cele două ansamble fiind perfect adaptate reciproc.

Principalul avantaj al acestei maşini-unelte constă în faptul că este concepută ca maşină orizontală, permiţînd găurirea, filetarea, frezarea şi alezarea pieselor pînă la 750 × 750 × 750 mm şi cu o greutate pînă la 2 500 kgf.

Unul dintre cele mai importante accesorii este masa circulară pentru 72 de poziţii decalate cu cîte 5^0. Se pot deci prelucra piese pe 72 de feţe, pentru o singură fixare, suprimîndu-se reglajele sau manipulările inerente unei maşini-unelte obişnuite.

Viteza de poziţionare este de 5 m/min; capul maşinii este echipat cu un dispozitiv pentru schimbarea rapidă a sculei.

Comanda automată a deplasărilor capului şi axului principal permite utilizarea unei mari varietăţi de cicluri de lucru, care se realizează automat, fiind selecţionate de pe banda perforată.

Fiecare ciclu comportă o serie de deplasări rapide şi de avansuri de lucru corespunzînd operaţiilor de filetare, frezare, găurire sau alezare.

Un tambur antrenat de axul principal al maşinii comandă deplasările în adîncime. Punctele de apropiere rapidă şi adîncimea de lucru sînt determinate cu ajutorul unor întrerupătoare de sfîrşit de cursă montate pe tamburul considerat. Fiecare tambur permite reglarea a nouă adîncimi de lucru selecţionate de pe bandă; în cazul necesităţii a mai mult de nouă reglaje, se înlocuieşte tamburul cu un altul corespunzător.

Avansul axului principal este comandat de un motor hidraulic separat şi de un ventil de avans. Antrenarea axului se realizează prin intermediul unui variator mecanic.

Maşina poate fi comandată şi manual, fapt ce permite utilizarea sa şi în cadrul producţiei de serie mică sau unicate.

Construcţia este bine rigidizată. Capul de lucru se deplasează orizontal pe o glisieră rotunjită, de mare precizie, solidară cu capul.

Poziţionarea mesei se face prin impulsuri de 0,01 mm, precizia de poziţionare fiind de ± 0,025 mm la 600 mm. Precizia de repetire este jumătatea din valoare menţionată.

Batiul maşinii este din fontă şi prevăzut cu cilindrii hidraulici de poziţionare.

Poziţia precisă a masei este asigurată de opt paliere cu circulaţie de bile.

Sistemul de comandă (Acromatic 100) este de tipul absolut. Fiecare poziţie este reperată prin coordonate pozitive şi măsurată de la aceeaşi origine. Coordonatele poziţiilor—introduse sub formă de semnale — sînt transformate în tensiune analogică. Sistemul de comandă este blindat împotriva paraziţilor de frecvenţă înaltă şi asigurat împotriva variaţiilor de tensiune şi frecvenţă din reţea.

O maşină-unealtă automată cu 40 de scule. In : La Machine Moderne, mai 1967.

O nouă maşină-unealtă pentru frezat, găurit, filetat şi alezat realizată recent în Anglia a fost concepută pentru schimbarea automată a sculelor şi posedă un cap de lucru cu 40 de posturi. Totul este comandat prin bandă perforată : mişcările mesei, schimbarea succesivă a sculelor, mecanismul de variaţie a vitezei axului etc.

Axul maşinii prezintă 10 viteze care pot fi determinate automat, încadrate în două intervale : de la 60 la 400 rot/min şi de la 500 la 3 000 rot/min. Mişcările mesei sînt automatizate după două axe x şi y, fie pentru mişcarea transversală rapidă, fie pentru avans. Se suprimă astfel necesitatea unor montaje speciale şi programarea se poate face pornind de la orice poziţie dorită a mesei, în loc de a plasa fiecare piesă în aceeaşi poziţie. Masa se poate regla pe mai puţin de o sutime de metru pe axa x şi pe mai puţin de patru sutimi pe axa y.

Mişcarea de deplasare pe axa 2 poate atinge 2286 mm şi se realizează automat, cu ajutorul unui cilindru hidraulic. Precizia de deplasare verticală este de ± 0,025 mm.

Sculele sînt montate pe un suport inelar, în ordinea utilizării. Suportul se deplasează în jurul coloanei maşinii. Fiecare sculă se fixează cu ajutorul unui con standard.

În timpul funcţionării, un bulon automat ridică fiecare portsculă pentru a o introduce în conul capului de lucru şi o menţine fixată pe toată perioada operaţiei respective.

Cînd o operaţie a fost terminată, blocul de schimbare a sculei — format dintr-un cilindru hidraulic şi avînd la extremitatea liberă un dispozitiv hidraulic de prindere — înaintează pentru a apuca scula. Aceasta este retrasă şi plasată pe suportul inelar.

Suportul se roteşte apoi pentru a aduce scula următoare în poziţie de transfer. Schimbarea unei scule se efectuează în circa 8 s.

Maşină de filetat cu filiere interschimbabile. In : La Machine Moderne, mai 1967.

O nouă maşină de filetat (Tagus), proiectată în special pentru filetarea ţevilor cu un diametru interior de 6,35 pînă la 50,8 mm şi buloanelor de 6,35 pînă la 63,5 mm diametru se poate adapta uşor pentru filetarea piuliţelor sau pentru alte operaţii ca îndreptarea sau canelarea ţevilor. Toate filetele pot fi tăiate dintr-o singură trecere pe aproape toate materialele; un dispozitiv special permite tăierea filetelor cu 5,4 1/2 şi 4 spire/ţol, în două treceri. Pentru oţelurile de rezistenţă redusă şi atunci cînd nu este necesară o înaltă calitate a suprafeţelor prelucrate, şi aceste filete pot fi executate dintr-o singură trecere.

Pe această maşină pot fi executate şi filete speciale, ca de exemplu filete *Acme*—avînd unghiul la vîrf de 29^0 şi vîrful plat—sau filete rotunde. Filetele rotunde pentru şuruburile de întindere de la cuplajele vagoanelor de cale ferată pot fi de asemenea executate dintr-o singură trecere.

Maşina-unealtă poate fi echipată cu o menghină de tip deschis sau capsulat, carterul maşinii protejînd împotriva prafului şurubul sau părţile mobile ale menghinei.

Maşina este echipată cu un cap filetat cu patru filiere tangenţiale. Aceste filiere sînt interschimbabile şi una dintre ele poate fi ascuţită, rămînînd totuşi interschimbabilă.

Avantajele formării sub presiune înaltă a metalelor şi aliajelor. În : La Machine Moderne, nr. 694, 1967.

O serie de experienţe realizate în S. U. A. (Pressure Technology Corp. of America) au demonstrat că presiunea are asupra ductilităţii metalelor un efect similar celui al temperaturii.

Pentru unele metale există o presiune bine definită de trecere din stare fragilă în stare ductilă, peste care ductilitatea creşte repede. Alte metale prezintă o creştere liniară a ductilităţii cu presiunea. În multe cazuri este preferabil să se mărească ductilitatea prin creşterea presiunii întrucît, prin încălzire, apare oxidarea metalului, absorbţia azotului şi — în general — înrăutăţirea proprietăţilor mecanice.

Presiunile utilizate ajung pînă la circa 42 tf/cm^2, majoritatea operaţiilor realizîndu-se însă la presiuni pînă la 28 tf/cm^2. Mediul prin intermediul căruia se aplică presiunea este format din hidrocarburi (benzină), asigurîndu-se astfel şi lubrifierea necesară procesului de lucru (extruziune). Un recipient special permite menţinerea presiunii necesare. S-a putut obţine astfel o reducere de secţiune de 40% pentru beriliu, 60% pentru aliajele de titan şi de 50% pentru oţel.

Încercările de îndoire a tablei în mediu comprimat au evidenţiat rezultate excepţionale. Astfel, tabla de tungsten a putut fi îndoită la un unghi de 110° şi cu o rază egală cu grosimea respectivă. În afară de metalele şi aliajele menţionate, în U. R. S. S. s-a realizat laminarea aluminiului la o presiune de 10 000 bar.

Forjarea metalelor fragile se poate realiza într-o matriţă închisă, la o temperatură normală, folosind un mediu la presiune înaltă.

La perforarea tablei cu ajutorul poansonului într-un mediu sub presiune se obţine o gaură cu marginea netedă. Procedeul poate fi utilizat în cazul metalelor ce prezintă tendinţa de smulgere.

Trefilarea sub presiune permite păstrarea ductilităţii în timpul prelucrării la rece, putîndu-se realiza o reducere mai importantă a secţiunii cu menţinerea proprietăţilor mecanice.

Sisteme de acţionare pentru maşinile cu control numeric. În : La Machine Moderne, aprilie 1967.

Sistemele de acţionare a maşinilor pot fi clasificate în trei grupe : mecanice, electrice şi hidraulice. Dintre acestea, cele care întrunesc cele mai corespunzătoare calităţi în ce priveşte transmiterea cuplului motor sînt sistemele de acţionare mecanică, care prezintă însă dezavantajul unei variaţii discontinue a turaţiei. Acţionările hidraulice permit realizarea unor momente de valoare mare, utilizînd motoare de putere relativ redusă. Principalul avantaj al motoarelor hidraulice constă — în primul rînd — în inerţia lor redusă şi, apoi, în valoarea mai mare a raportului dintre cuplul motor realizat şi volumul respectiv, în raport cu motoarele electrice de curent continuu.

În ultimul timp însă, perfecţionarea motoarelor electrice de curent continuu şi inerţia lor mult mai redusă au determinat posibilitatea de a fi luate în considerare în cazul construcţiei servocomenzilor.

O serie de încercări experimentale (Gidding & Lewis Machine Tool Co.) au demonstrat că performanţele sistemelor de acţionare hidraulice şi electrice sînt comparabile, costul consumului de energie şi al întreţinerii fiind însă mult mai redus pentru acţionările electrice. În plus, s-a constatat că acţionările electrice prezintă mult mai puţine întreruperi în funcţionare.

Echipamentele de deservire a posturilor de lucru. C. Queffelec. În : La pratique des industries mécaniques, aprilie 1967.

Importante studii au fost efectuate pentru determinarea celor mai eficace metode pentru dispunerea echipamentelor de alimentare şi evacuare la posturile de lucru, ceea ce a dus la o mecanizare intensivă a posturilor de asamblare şi a posturilor de transfer. Autorul prezintă unele realizări moderne : tractorul fără conducător, cu ghidare electronică, care deserveşte posturi de lucru succesive sau depărtate unele de altele, cărucioarele cu platformă echipate cu grupuri electrogene pentru poziţionarea matriţelor de presă, mesele de lucru ridicătoare şi escamotabile aşezate în imediata apropiere a preselor pentru preluarea provizorie a produselor care vor fi paletizate pe cărucioare cu furcă. Se mai folosesc şi monoraiuri bine asigurate pentru alimentarea maşinilor de frezat, precum şi grinzi rulante articulate, echipate cu un palan electric, folosite mai ales la cuvele de electrochimie. Pentru cazurile speciale se pot folosi braţe metalice încastrate în perete cu pivotare de 180° şi cu capacitate de ridicare de 250 kgf la distanţe de 1—3 m. Pentru cazuri mai complexe, aceste braţe pot pivota în jurul unui stîlp metalic ; unghiul de pivotare creşte la 360° — aşa cum este cazul cu instalaţia prezentată care deserveşte o maşină de stors într-o fabrică textilă. În acest caz, braţele sînt echipate cu palane electrice de 250—300 kgf, cu multe posibilităţi de adaptare şi pentru alte posturi de lucru echipate, bineînţeles, cu diverse dispozitive de apucare pentru fiecare fel de materiale sau obiecte.

Pentru cazurile de manipulare în aer liber sau în hale mari se folosesc şi portaluri simple cu roţi echipate cu palane manuale sau electrice, la care dispozitivul de ridicare este ales în funcţie de economicitate. În cazul folosirii lucrului manual trebuie ţinut seamă că puterea unui om pentru eforturi de ridicare este echivalentă cu 0,2 kW, dar aceasta scade la numai 0,07 kW în cazul lucrului neîntrerupt timp de mai multe minute.

Banda magnetică şi posibilităţile sale pentru comanda maşinilor-unelte. D. F. Walker. În : Mecanic International, aprilie 1967.

Sistemele de comandă ale maşinilor-unelte se împart în două categorii : poziţionarea prin coordonate sau punct cu punct şi poziţionarea prin cale continuă. În sistemul punct cu punct, drumul urmat de sculă nu este definit şi nici nu are importanţă. Sistemul se foloseşte mai ales la găurire şi alezare. Sistemul cu cale continuă se foloseşte la freze şi strunguri şi drumul sculei este prestabilit. Este de la sine înţeles că el este mai complicat şi necesită calcule complicate efectuate de un interpolator în sistemele cu bandă de hîrtie perforată sau prin interpolator similar în centrul de tratare a datelor în cazul cu bandă magnetică. Autorul descrie sistemul general de comandă prin bandă magnetică, reprezentînd schematic un sistem de comandă numeric integrat care se efectuează după o fişă cu detaliile numerice ale desenului piesei. Informaţiile cu datele de tăiere a piesei sînt perforate pe benzi de hîrtie, introduse în calculator pentru interpretarea lor şi efectuarea calculelor pentru a pune informaţiile sub o formă care să permită comanda maşinilor-unelte. După ce toate semnalele de comandă numerică au fost produse şi s-au rezolvat ecuaţiile prin diferenţe, ele sînt înregistrate pe bandă magnetică, reproduse apoi pe pupitrul de comandă a maşinii-unelte. În mod general se ataşează generatorului de curbe un tablou împărţit în pătrăţele (cadrilat) pentru a se obţine în acelaşi timp şi calea de urmat a centrului sculei. Sînt descrise : generatorul de curbe, forma informaţiei de comandă, sistemele de măsură, sistemele electronice de comandă şi viitorul sistemului cu bandă magnetică. Se prezintă un tabel comparativ al avantajelor şi dezavantajelor benzilor magnetice şi al benzilor de hîrtie pentru : instalaţii manuale ale maşinilor, instalaţia de comandă electronică, legătura între date, prepararea necesară pentru date suplimentare, întreţinere şi preţ.

Durificarea pieselor din oţel cu o bilă care vibrează cu frecvenţă ultrasonică. I. J. Muhanov şi I. U. M. Golubev. In : Vestnik Maşinostroenie, nr. 11, 1966.

Stratul superficial rulat cu o bilă care vibrează cu o frecvenţă ultrasonică (18—25 kHz) se deosebeşte calitativ de stratul superficial rulat cu metodele obişnuite (bilă, role, disc cu role centrifuge etc.).

În cele ce urmează se prezintă rezultatele experimentale din care rezultă influenţa durificării cu ultrasunete asupra rezistenţei la uzură a oţelului, rezistenţei la oxidare şi coroziune şi a variaţiei rezistenţei mecanice a oţelului la aplicarea statică a sarcinii.

Studiile asupra rezistenţei la uzură s-au făcut după o schemă de frecare semilichidă a cuzinetului de role care se roteşte. Drept epruvete s-au folosit un inel din OLC 45 cu diametrul de 40 mm şi cuzineţi din bronz cu suprafaţa de contact de 100 mm^2. Viteza de rotaţie a inelului a fost de 3,2 m/s, iar presiunea pe suprafaţa de frecare, de 0,18 kgf/mm^2.

Epruvetele au fost executate pe strung cu o rugozitate corespunzătoare clasei 5 de netezime. După rularea cu bilă cu vibraţie ultrasonoră, rugozitatea suprafeţei inelului a ajuns corespunzătoare clasei 9—10 de netezime, iar rugozitatea cuzinetului după strunjirea interioară a fost corespunzătoare clasei a 7-a.

În figura 1 se reprezintă influenţa forţei P_{st} cu care scula loveşte suprafaţa piesei prelucrate, în timpul durificării, asupra mărimii uzurii g, a înălţimii microasperităţilor R_z, asupra microstructurii H_{100} a suprafeţei şi asupra adîncimii stratului durificat h. Amplitudinea de oscilaţie a fost de 20 µm, viteza de rotaţie de 150 m/min, avansul longitudinal de 0,07 mm/rot, diametrul bilei fiind de 10 mm. Experienţele au arătat că, o dată cu mărirea forţei P_{st} peste 5 kgf, adîncimea stratului durificat creşte, însă se micşorează valoarea microdurităţii suprafeţei, lucru care explică scăderea rezistenţei la uzură.

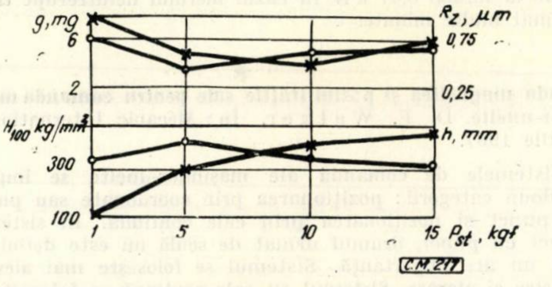


Fig. 1

În figura 2 este arătată dependenţa uzurii inelelor durificate de drumul parcurs la diferite valori ale forţei P_{st}.

Din graficul respectiv se vede că inelele durificate cu o forţă $P_{st} = 5$ kgf a prezentat uzura cea mai mică.

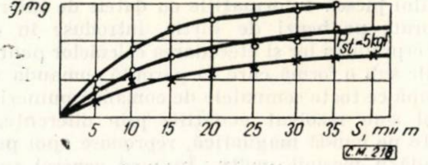


Fig. 2

Sînt interesante studiile comparative asupra inelelor durificate prin rulare şi a celor rectificate, nedurificate (înălţimea microneregularităţilor a corespuns clasei a 9-a de netezime). A rezultat că, în cazul inelelor rectificate cîmpul de dispersie al mărimii uzurii a fost de 4,7 ori mai mare decît al celor durificate. Drept rezultat al durificării cu ultrasunete a epruvetelor din OLC 45, la studiile făcute la întindere, s-a observat că mărirea forţei de lovire la durificare pînă la o anumită valoare determină creşterea limitei de rezistenţă a materialului, iar plasticitatea (alungirea şi gîtuirea relativă) se micşorează.

Găurirea electrolitică a magneţilor permanenţi. V. M. Mordehai. În : Vestnik Maşinostroenia, nr. 12, 1966.

Prelucrarea mecanică a magneţilor este foarte neproductivă şi, în plus, în timpul prelucrării se formează fisuri la un mare număr de piese, ştirbituri şi alte defecte. O metodă nouă, foarte productivă, care înlătură toate neajunsurile prelucrării mecanice a magneţilor, este prelucrarea electrochimică.

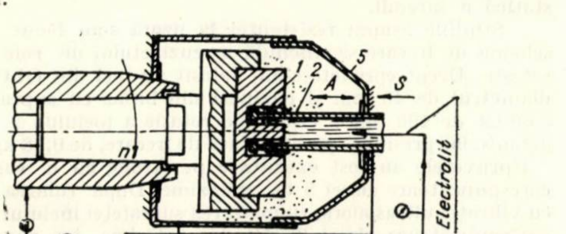


Fig. 1

În figura 1 este reprezentată schematic instalaţia pentru găurirea unei piese confecţionată dintr-un magnet permanent. Se vede că piesa *1* este fixată într-un dispozitiv şi montată împreună cu acesta pe axul maşinii. Electrodul-sculă *2* este legat la polul negativ al sursei de alimentare cu curent. În afară de suprafaţa activă a sculei, celelalte suprafeţe sînt izolate. Electrolitul este adus în zona de lucru prin interiorul sculei cu o pompă cu roţi dinţate *3*. Presiunea electrolitului este controlată cu un manometru şi reglată cu o supapă de suprapresiune *4*. Unul dintre factorii de bază ai prelucrării este alegerea şi starea electrolitului în spaţiul dintre scula-electrod şi suprafaţa care se prelucrează a piesei; ultimul depinde de gradul de concentraţie, de temperatura şi de tensiunea din spaţiul dintre scula-electrod şi piesă. Procesul va fi eficace dacă deplasarea electrolitului şi reîmprospătarea lui în zona de lucru, precum şi eliminarea produsului prelucrării, se fac cît mai intens. Acest lucru se poate realiza prin rotirea piesei, prin aplicarea unei mişcări vibratorii sculei şi prin circulaţia electrolitului sub presiune ridicată.

Productivitatea prelucrării electrochimice, în general, este funcţie de densitatea curentului anodic, determinată de conductibilitatea electrică a electrolitului, de mărimea spaţiului din zona de lucru dintre sculă şi suprafaţa piesei şi de tensiune. Pentru a se asigura o circulaţie intensă a electrolitului prin spaţiul liber din zona de lucru trebuie ca presiunea asupra acestuia să fie de 5—10 kgf/cm².

Rezultate bune se obţin la găurirea electrochimică cu electrozi-scule confecţionaţi din LS 59 şi H17N2 şi cu lăţimea gulerului la capătul activ de 2 mm. Suprafeţele auxiliare ale electrodului-sculă se izolează prin acoperirea cu răşină epoxidică ED-6, email epoxidic EP-74T.

Se pot executa după această metodă găuri cu diametrul de 8—40 mm. Productivitatea variază foarte puţin cu variaţia diametrului găurii care se prelucrează şi cu calitatea materialului piesei. Astfel, de exemplu, într-un magnet dintr-un aliaj Iu NDK 24 productivitatea prelucrării unei găuri cu diametrul de 34 mm a fost de 1 mm/min; prelucrarea s-a făcut cu un electrod sculă din alamă, cu o tensiune de 8 V şi o intensitate de 250 A, presiunea electrolitului (apă cu 15% clorură de sodiu) fiind de 11 kgf/cm², amplitudinea oscilaţiilor electrodului-sculă de 0,2 mm, iar turaţia piesei $n = 1\,500$ rot/min. Intensitatea curentului creşte cu diametrul găurii.

Precizia de prelucrare este cuprinsă în clasa 4—5, ea depinzînd într-o măsură mare de stabilitatea regimului de prelucrare, de reglarea şi construcţia electrodului-sculă.

Cu ajutorul acestei metode electrochimice pot fi prelucrate nu numai găuri cilindrice, ci şi cu diferite profile. De asemenea, pot fi prelucrate piese confecţionate din orice aliaj dur şi casant.

Noutăţi tehnice în industria franceză de maşini-unelte. În : Rivista di ingegneria, nr. 4, 1967.

Datorită impulsului determinat de necesităţile industriei — în special datorită industriei aeronautice, atomice sau spaţiale — s-au dezvoltat în ultima perioadă de timp o serie de procedee tehnologice pentru prelucrarea materialelor de mare rezistenţă mecanică şi termică (aliaje feroase, cu titan, aliaje refractare, superaliaje etc). Aceste procedee sînt, în general, folosite în limitele restrînse ale cîmpului de aplicare respectiv. Totuşi, în prezent multe din aceste procedee şi-au demonstrat eficienţa şi în alte sectoare ale industriei, de exemplu o serie de procedee speciale de aşchiere sînt utilizate pe scară din ce în ce mai largă cu toată răspîndirea produselor sinterizate.

Unele dintre noile procedee au cunoscut o rapidă dezvoltare şi răspîndire, ca, de exemplu, electroeroziunea şi electroliza; altele sînt încă în fază experimentală, punerea lor la punct constituind obiectul unor cercetări de laborator.

Realizările industriei franceze în legătură cu noile tehnologii se referă în special la electroeroziune (G.S.P. Languepin,, Qualitex Dunod, Usem) electroliză (Diamant Nickel, Mécano, Mape) şi ultrasunete (Ultrasons Qunemasse, Réalisations Ultrasoniques).

Pe de altă parte sînt în curs de efectuare numeroase cercetări experimentale în diverse laboratoare: în legătură cu aplicaţiile laserului (Centre National de la Recherche Scientifique, C.G.E., Laboratoire Central de l'Armement), asupra extrudării hidrostatice (Comissariat à l'Energie Atomique), a formării prin descărcarea condensatoarelor (SEPI) şi asupra rectificării electrolitice (L.C.A.).

Se mai pot adăuga prelucrarea la cald și vibrarea sculei de așchiere în legătură cu care se urmărește îmbunătățirea unor procedee cunoscute.

Numeroase mașini-unelte realizate de industria franceză posedă comandă program. Dintre tipurile fabricate în prezent se pot menționa : mașina de frezat universală Dufour, mașina de frezat 23C Renault-Somuz cu cicluri longitudinale, pătrate și cubice, strungul revolver automat tip Decomat — Manurhin etc. Se constată că atunci cînd piesele prezintă dimensiuni reduse, se consideră încă convenabil sistemul clasic cu came al strungurilor de filetat, datorită simplității acestei soluții. În cazul pieselor de dimensiuni medii sau mari, se utilizează programarea prin bandă perforată.

În ce privește comanda numerică, industria franceză a făcut în ultimul timp evidente eforturi în această direcție. Au fost realizate sisteme originale de comandă numerică și sînt în curs de efectuare numeroase cercetări în domeniul respectiv.

Au fost realizate, de exemplu, o serie de mașini-unelte interesante : o mașină de găurit și alezat cu determinare numerică a coordonatelor (G.S.P.), o mașină de frezat cu trei axe și cu comandă numerică (Huron), o mașină de echilibrat arbori cotiți permițînd frezarea corespunzătoare pînă la obținerea situației de echilibrare dorită (Renault — C.G.A.) etc.

Recenzii

Z. DUCA. **Teoria sculelor așchietoare**. București, Editura tehnică, 1967, 396 pag.

Lucrarea tratează elementele teoretice fundamentale privind proiectarea, reglarea, utilizarea și ascuțirea sculelor așchietoare, fiind formată din opt capitole.

Capitolul 1 cuprinde noțiuni introductive asupra elementelor generării suprafețelor prelucrate, mișcărilor în procesul de așchiere și tăișului sculelor. În ultimul paragraf se evidențiază interdependența dintre sistemele de referință cinematic — pentru mișcări — și constructiv — pentru tăiș.

Capitolul 2 analizează mișcarea de așchiere ca rezultantă a tuturor mișcărilor relative care au loc simultan între piesă și sculă. Întrucît mișcarea de așchiere este determinată la un moment dat prin vectorul vitezei respective, se stabilește direcția instantanee a acestui vector, trecîndu-se apoi la ecuațiile generale ale traiectoriei mișcării de așchiere. Considerentele teoretice sînt folosite în diferite aplicații practice (rabotare, strunjire longitudinală, transversală și de copiere, frezare etc.).

În capitolul 3 se dezvoltă definițiile unghiurilor constructive de degajare și de așezare ale feței tăișului, precum și definițiile unghiurilor constructive de înclinare și de atac ale muchiei. Cu acest prilej se subliniază accepțiunea geometrică și funcțională a unghiurilor constructive și se deduc relațiile de calcul în diferite planuri de măsurare, inclusiv relațiile de legătură între unghiurile feței și unghiurile muchiei.

Probleme similare, privind unghiurile pasive ale tăișului sculei în poziție de lucru, sînt prezentate în capitolul 4. Relațiile de calcul stabilite sînt utilizate pentru precizarea unor aspecte practice, de exemplu determinarea poziției de lucru sau de ascuțire a sculei, respectiv a reglajului dispozitivelor pivotante de prindere sau de înclinare a axelor sau a meselor mașinii-unelte, pentru lucru sau pentru realizarea sculei la unghiurile constructive date.

După analiza unghiurilor active funcționale (cap. 5), se studiază geometria tăișului sculelor de rotație (cap. 6). Particularitățile acestor tipuri de scule sînt urmate de variante de fețe active formate din suprafețe plane, de revoluție, spirale etc. În final se deduc ecuațiile muchiilor tăișurilor sculelor de rotație.

Geometria profilului sculelor profilate este examinată pe larg în capitolul 7. În primul rînd capitolul își propune să clasifice principiile teoretice pe care se bazează metodele de construire a profilului necesar al sculei. Un al doilea obiectiv constă în stabilirea relațiilor de calcul al profilului, în cazul cel mai general. În sfîrșit, se exemplifică utilizarea relațiilor generale la determinarea principalelor tipuri de scule profilate, cu prezentarea calculului complet al unui cuțit profil disc pentru interior.

Capitolul 8 — aplicații de sinteză — tratează problemele unor scule speciale cu geometrie mai complicată și de mare precizie. Menționăm dintre acestea pieptene cu dinți înclinați pentru danturi cilindrice înclinate și în V, freză disc modul pentru roți dințate elicoidale.

Lucrarea prezintă un valoros material în domeniul abordat, orientat atît în direcția formulării metodelor și relațiilor analitice generale de calcul, bazate pe elementele esențiale comune ale sculelor așchietoare, cît și în direcția rezolvării problemelor tehnologice, prin aplicarea practică a teoriei elaborate. Este utilă inginerilor proiectanți și tehnologi sculeri, cercetătorilor științifici de specialitate, cadrelor didactice și studenților din învățămîntul tehnic superior.

uzina unirea cluj

livrează în mod curent:

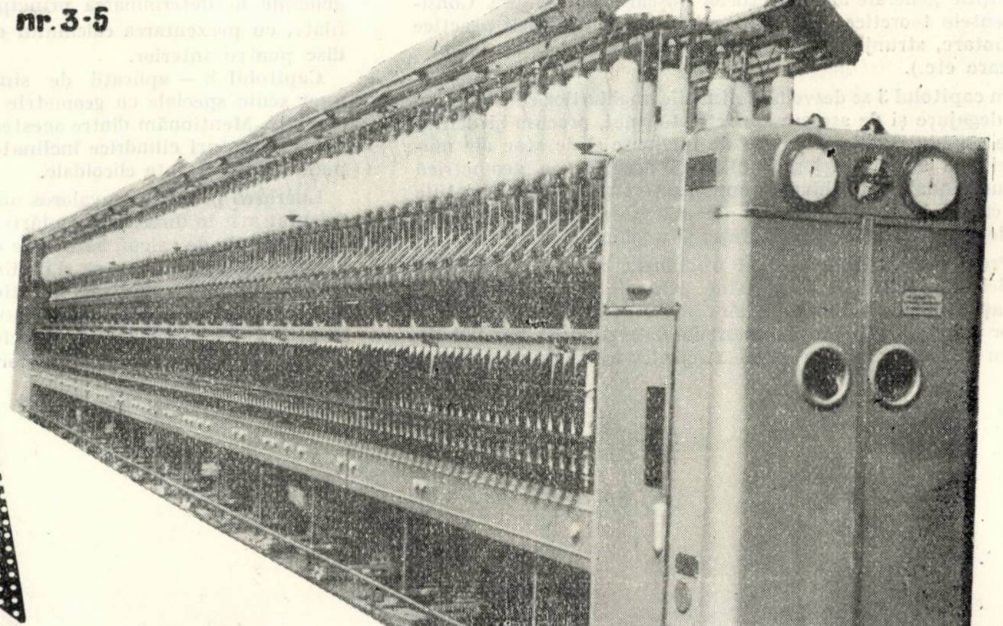
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Războaie automate de țesut bumbac, tip 26A și 27A
- Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- Carde de bumbac, tip 3C
- Mașini de răsucit fire, tip 3R
- Mașini de filat bumbac, tip 4 FI
- Mașini de filat lînă pieptănată, tip 2 FLP
- Mașini de filat bumbac, FBC și FBP
- Mașini de pieptănat lînă, tip 2 PL

exportă:

RĂZBOI AUTOMAT DE ȚESUT BUMBAC DE 120 cm LĂȚIME, cu două ițe, tip 27A

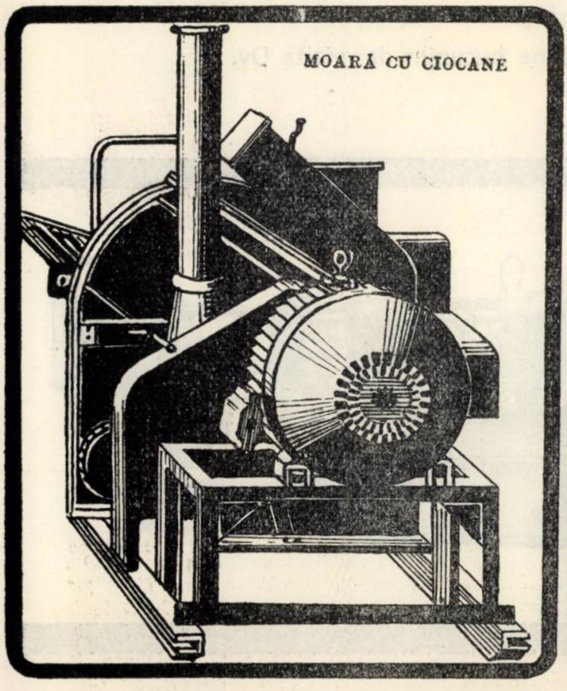
unirea

PIATA 1 MAI nr.3-5



Mașina de filat bumbac cardat

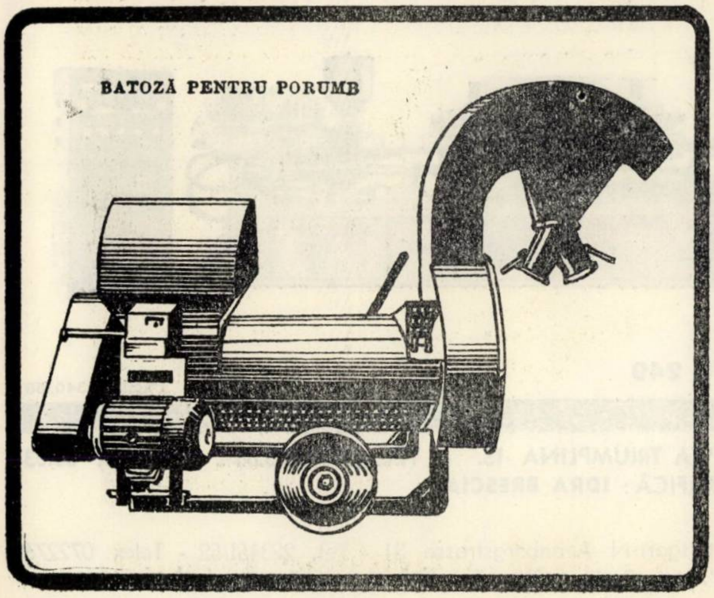
UZINA DE UTILAJ DE MORĂRIT TOPLEȚ

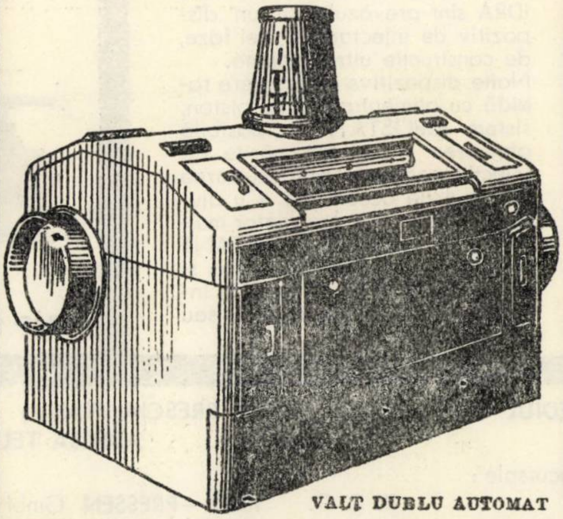

MOARĂ CU CIOCANE

PRODUCE ȘI LIVREAZĂ ÎN ȚARĂ ȘI PENTRU EXPORT MAȘINI PENTRU INDUSTRIA MORĂRITULUI ȘI PENTRU AGRICULTURĂ:

- **Valțuri automate**
- **Site plane**
- **Tarare**
- **Decojitoare**
- **Filtre**
- **Mașini de griș**
- **Mașini de spălat etc.**
- **Batoze pentru porumb**
- **Mori cu ciocane**
- **Moară cu amestecător**
- **Lame pentru buldozer**
- **Nivelator mecanic etc.**

BATOZĂ PENTRU PORUMB




VALȚ DUBLU AUTOMAT

Maşini hidraulice de turnat sub presiune

Maşini hidraulice automate de turnat prin injecţie, pentru mase termoplastice

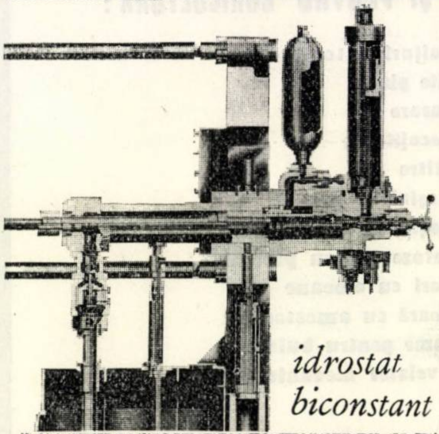
IDRA

Programul de fabricaţie
Seria OL-S: 15 modele de maşini de turnat sub presiune cu camera de răcire orizontală, de 60 — 3 500 tf.
Seria OL/V-S: 8 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire verticală, de 40 — 500 tf.
Seria OL/Z-S: 11 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire, pentru aliaje de zinc, de 20 — 00 tf.
Seria MP-S: 24 modele de maşini automate de turnat prin injecţie pentru materiale termoplastice, cu cilindru prevăzut cu spirală, pentru un volum de injecţie de 20 — 15 000 cm³.

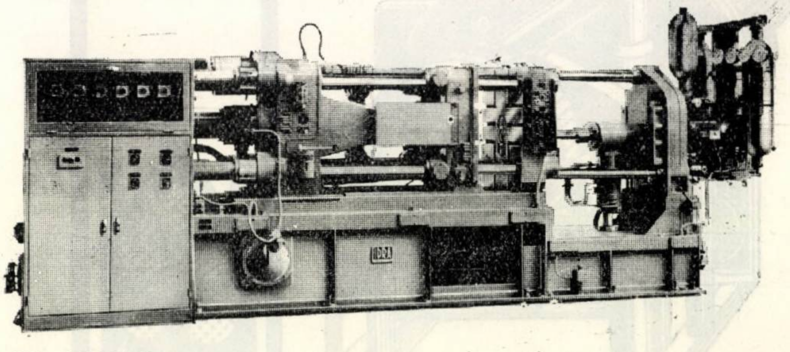
Invităm pe toţi specialiştii interesaţi să viziteze expoziţia noastră de maşini care va avea loc între 16 şi 24 martie 1968 în pavilionul Camerei de Comerţ din Bucureşti.

Inginerii noştrii vor da relaţii prin informare directă sau prin conferinţe.

Vă aşteptăm şi ne bucurăm de vizita Dv.

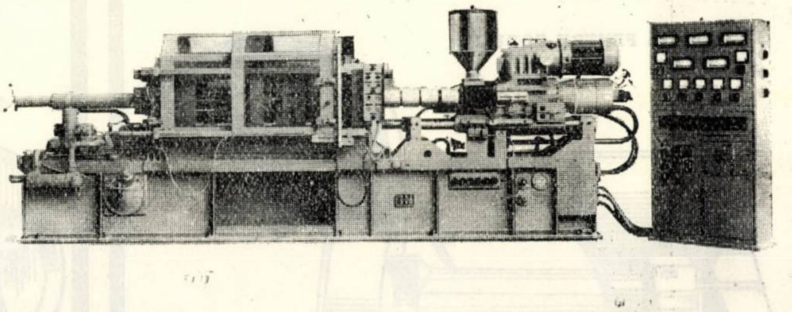


idrostat biconstant



OL-225 S

Maşinile de turnat sub presiune IDRA sînt prevăzute cu un dispozitiv de injectare cu trei faze, de construcţie ultramodernă. Noile dispozitive de scurgere rapidă cu alimentare prin piston, sistem IDROSTAT, fac posibilă obţinerea de viteze mărite de injecţie, realizate prin scurtarea spaţiului de accelerare. Cu ajutorul noului tip de regulator multiplicator IDRA-BIOCONSTANT se menţine constantă presiunea şi durata de creştere respectivă, independent de puterea presei sau de viteza pistonului.



MP 18-S 240

Publidra 340/68

SEDIUL PRINCIPAL ŞI UZINA BRESCIA (ITALIA) - VIA TRIUMPLINA 13. - TEL. (030) 303.661. - TELEX® 30.034
ADRESA TELEGRAFICĂ: IDRA BRESCIA

Sucursale :

R. F. G.	**IDRA—PRESSEN**	GmbH Stuttgart-N Azenbergstrasse 31 - Tel. 223451/52 - Telex 0722769
FRANŢA	**IDRA FRANCE**	29, Rue d'Artois Paris - (8ᵉ) - Tel. 225-45-24/25/26/57 - Telex 28546
ANGLIA	**IDRA LIMITED**	Eagle House, Wimbledon High Street, London, S. W. 19. Tel. 01-976 8551

ACESTA ESTE LEIPZIG

Doriţi să ştiţi cum se va dezvolta ramura dv. industrială într-un an, în zece ani, în o sută de ani?

Vizitaţi Leipzigul, cel mai vechi şi totodată cel mai cuprinzător şi mai important Tîrg universal din lume, punctul de întîlnire al oamenilor de ştiinţă progresişti, al tehnicienilor şi comercianţilor din răsărit şi apus.

Leipzigul oferă informaţii concludente cu privire la produsele de primă calitate din 70 de ţări şi prezintă gradul de dezvoltare în 60 de domenii.

Un comerţ paşnic, universal şi progres tehnic, aceasta înseamnă Leipzig, Tîrgul internaţional din Republica Democrată Germană.

Vizitaţi oraşul Leipzig-centrul conferinţelor tehnico-ştiinţifice, al colaborării internaţionale şi al tranzacţiilor comerciale avantajoase.

Informaţii asupra călătoriei dv. la Leipzig precum şi legitimaţiile pentru Tîrg le puteţi obţine la Camera de Comerţ a Republicii Socialiste România, bulevardul N. Bălcescu, nr. 22, Bucureşti.

TÎRGUL DE LA LEIPZIG

1—12 martie 1968 Articole tehnice şi bunuri de consum

1— 8 septembrie 1968 Bunuri de consum

REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Publicom

1968 MÁJ 6

6200 m/h

VITEZA DE CABLARE DE 6200 m/h

Mașina noastră de cablare rapidă tip SR 3×100 N atinge această mare și neobișnuită productivitate, la fabricarea conductoarelor din trei fire cu diametrul de 0,1–0,3 mm cu o eficiență ridicată. Elementele automate de control permit deservirea mai multor mașini. Proiectarea specială a instalației de ungere și etanșarea acesteia elimină complet întreținerea mașinii. Izolarea fonică excepțională garantează valori sub limita admisă. Tipul SR 3×100 N reprezintă un progres remarcabil în cablarea rapidă și impecabilă. Sîntem siguri că vă interesează mai multe amănunte tehnice; de aceea cereți materialul nostru informativ detaliat, cu indicativul A 39/68

VEB Construcția de mașini grele „Ernst Thälmann", Magdeburg-DDR

Informații la:

Ambasada RDG din Republica Socialistă România
Secția comercială

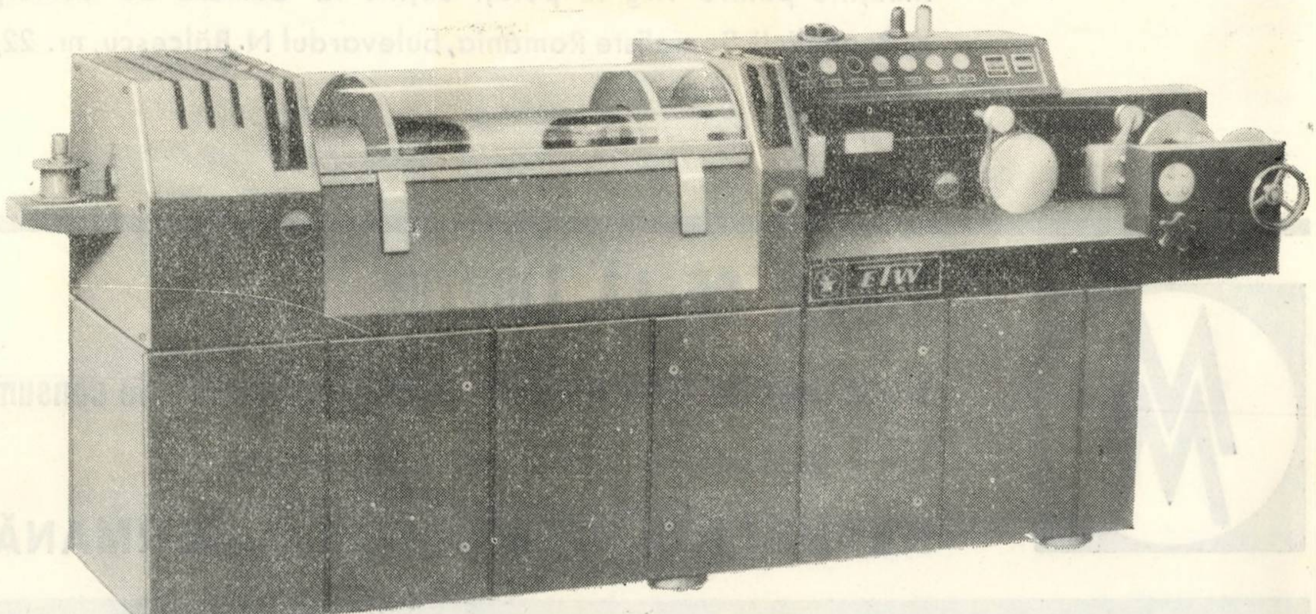
TKB INVEST EXPORT
București, Republica Socialistă România
Calea Dorobanților 14

INVEST EXPORT

Deutscher Innen-und Aussenhandel
DDR-108 Berlin, Taubenstr. 7/9

Telegrame: DIAINVESTA
Telex: 011 2695 diaie dd
Republica Democrată Germană

În timpul tîrgului de primăvară de la Leipzig din 3—12 martie 1968 ne puteți găsi în hala 11 a pavilionului tehnic



Országos Műszaki Könyvtár és Dokumentációs Központ 1883

INVEST EXPORT

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCA INTERNATIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 3 • MARTIE 1968

UZINA GRIVIŢA ROŞIE WERKE

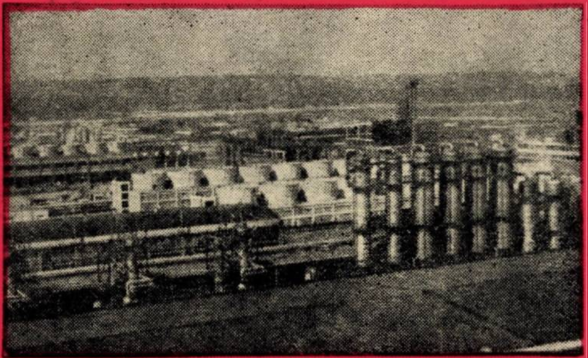
GRIRO
ROMANIA
BUCUREŞTI

Construieşte instalaţii de:

ACID SULFURIC
ACID FOSFORIC
AMONIAC
UREE
NEGRU DE FUM
SODĂ CAUSTICĂ
ÎNGRĂŞĂMINTE COMPLEXE
ACID AZOTIC
PIROLIZĂ etc.

Baut Anlagen für:

SCHWEFELSÄURE
PHOSPHORSÄURE
AMMONIAK
HARNSTOFF
RUSS
ÄTZNATRON
COMPLEXE DÜNGERMITTEL
SALPETERSÄURE
PYROLYSE u. a.

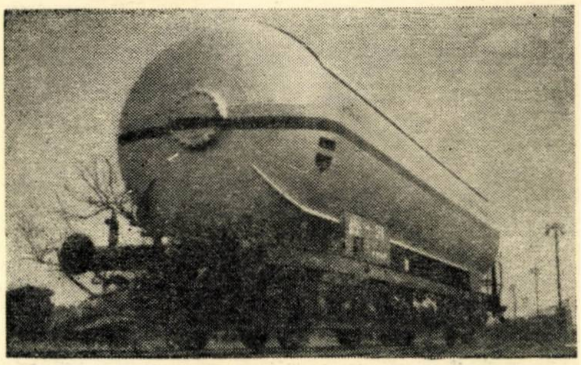


Instalaţii de rafinării

Xilen
Instalaţii de distilare atmosferică
Instalaţii de cracare catalitică

Raffinerieanlagen

Xylen
Atmosphärische Distillation
Katalytische Krackanlagen

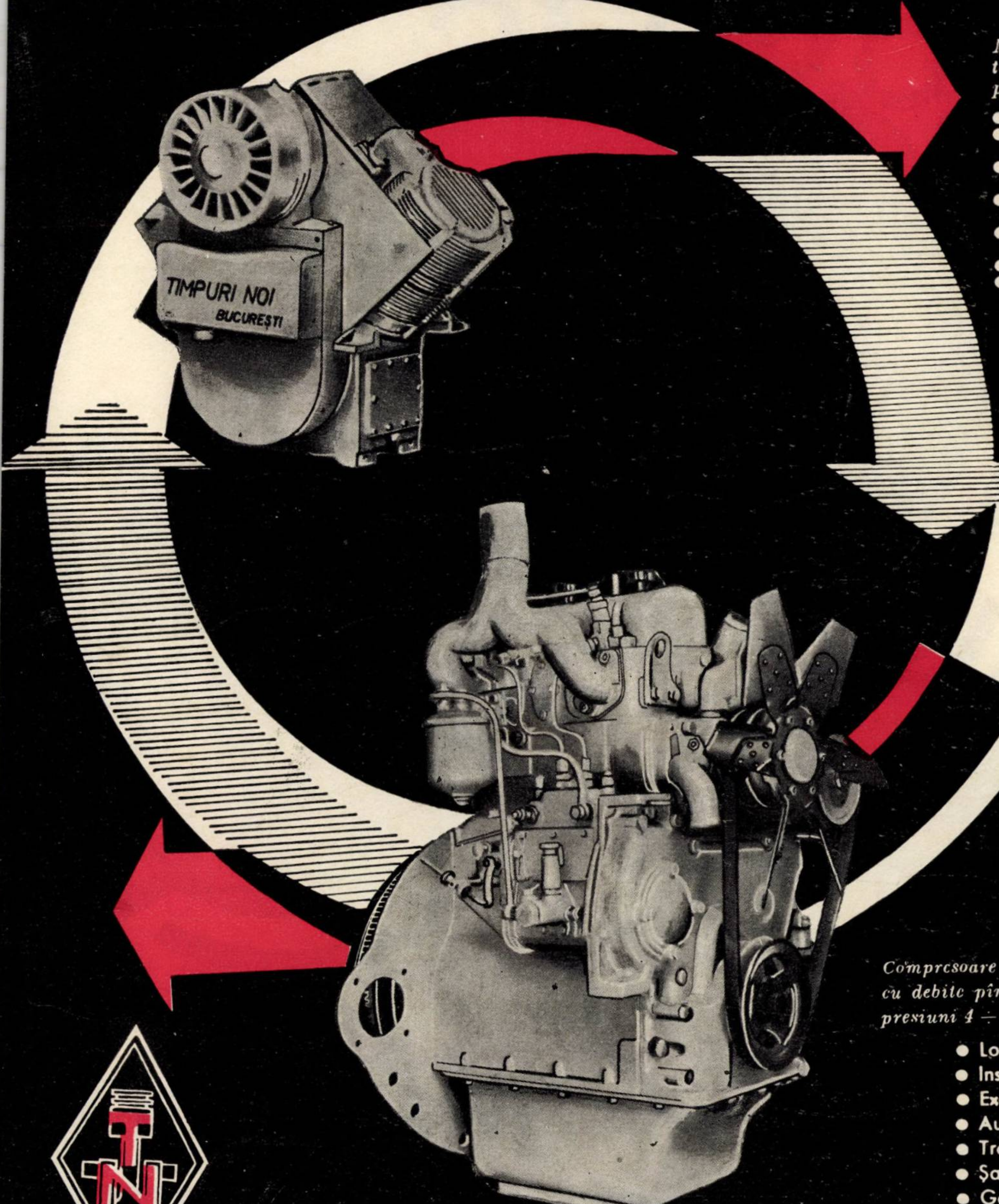


Vagoane cisternă de 46,6 m³, 60 m³ şi 90 m³, cazane de abur tip C.T.F şi L.K. Diverse utilaje pentru industria chimică şi petrochimică, în cooperare cu alte întreprinderi

Kesselwagen von 46,6 m³, 60 m³, 90 m³. Dampfkesse. Typ C T F und L.K. Verschiedene Ausrüstungen für die chemische und petrochemische Industrie, in Zusammenarbeit mit anderen Firmen

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE
TIMPURI NOI
BUCUREŞTI

Execută şi livrează
în ţară şi străinătate:



Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c. a. şi c. c.
- Motocare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură.

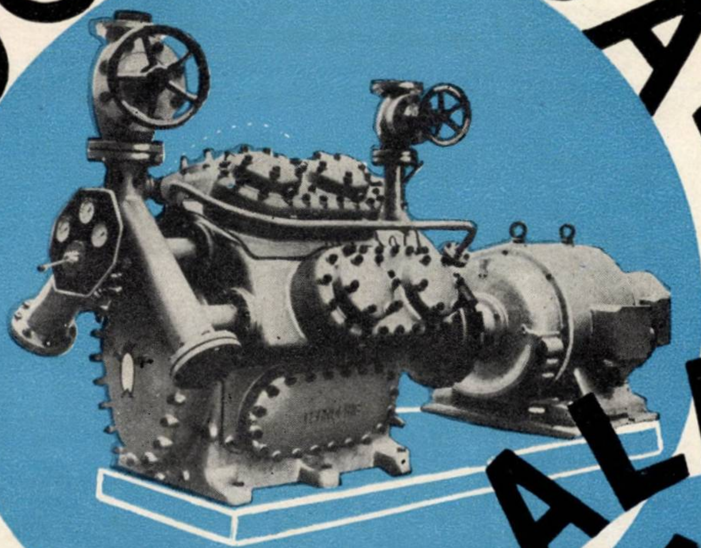
Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m³/min şi presiuni 4 – 14 kgf/cm² pentru:

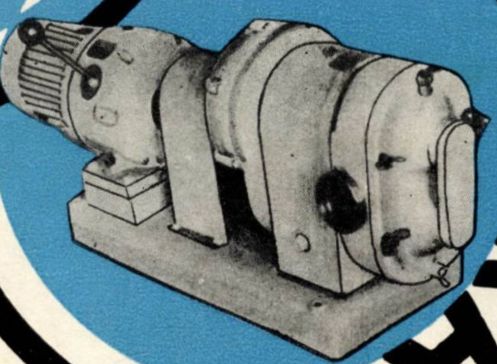
- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

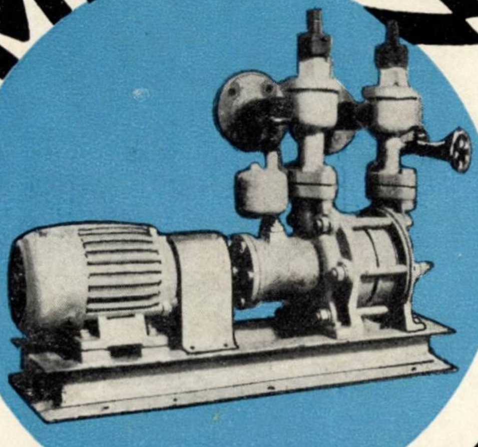
Pentru rezolvarea problemelor dvs. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

Pentru
INDUSTRIA
FRIGORIFICA
CHIMICA
ALIMENTARA

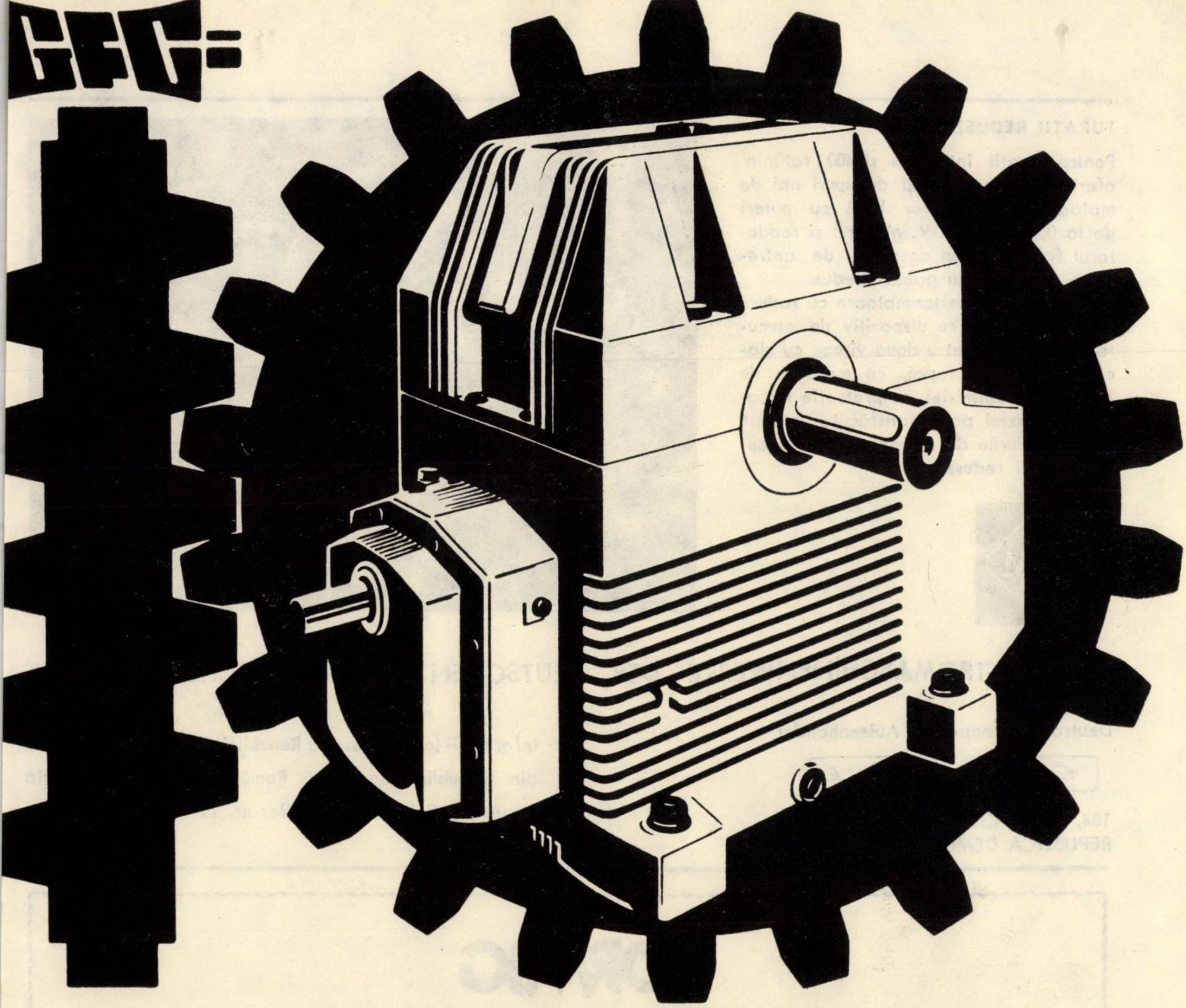






MAȘINI
TEHNOFRIG

E 3279



Noi angrenaje cilindrice melcate de mare putere

Noile noastre angrenaje cilindrice melcate de mare putere sînt mijloace eficiente pentru rezolvarea problemelor de antrenare. Diferitele tipuri constructive îşi găsesc aplicare în construcţia de maşini şi aparate, pentru maşinile de construcţii şi în tehnica transportului.

Livrarea se face în 3 serii constructive :

angrenaje melcate cu melcul amplasat la partea inferioară (seria 10 U) ;

angrenaje melcate cu arborele de antrenare vertical, amplasat în sus sau în jos (seria 10 V) ;

angrenaje melcate cu arbore de antrenare pentru montarea unui motor cu flanşe (seria 12 W),

în cîte 5 mărimi, cu distanţa dintre axe de 125 — 315 mm,

cu un raport de multiplicare de 10 : 1 — 53 : 1.

Rapoarte de demultiplicare mai mari, pînă la 250 : 1, prin cuplarea unei trepte suplimentare de roţi dinţate cilindrice, cu ajutorul unor flanşe, la seria 10 U şi 10 V.

Puterea, cuprinsă între 1 kW şi 87 kW, la o turaţie de 1 400 rot/min. Dintre calităţile deosebite menţionăm : nivelul redus de zgomot, un randament mare în raport cu alte angrenaje elicoidale, precum şi o formă modernă a angrenajului.

Materiile prime de înaltă calitate, oţelul special 20CrMo4 pentru cilindrii melcaţi şi bronzul zincat G—CuSn14 pentru roata dinţată, garantează o durabilitate mare. Faptul că acestei realizări moderne a noastre i s-a conferit medalia de aur la Tîrgul de mostre de la Leipzig în primăvara anului 1967 dovedeşte nivelul tehnic înalt şi calitatea angrenajului.

Informaţii detaliate puteţi obţine sub indicaţia A 39/68.

VEB GETRIEBEWERK COSWIG D.D.R. — 8252 COSWIG

Informaţii la :

AMBASADA R.D.G. ÎN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
Reprezentanţa comercială TKB Invest Export
Bucureşti, Republica Socialistă România
Calea Dorobanţilor, 14

INVEST EXPORT
DEUTSCHER INNEN- UND AUSSENHANDEL
D.D.R. — 108 Berlin Taubenstrasse 7—9
Telegrame : DIAINVESTA **Telex : 011 2695 d**

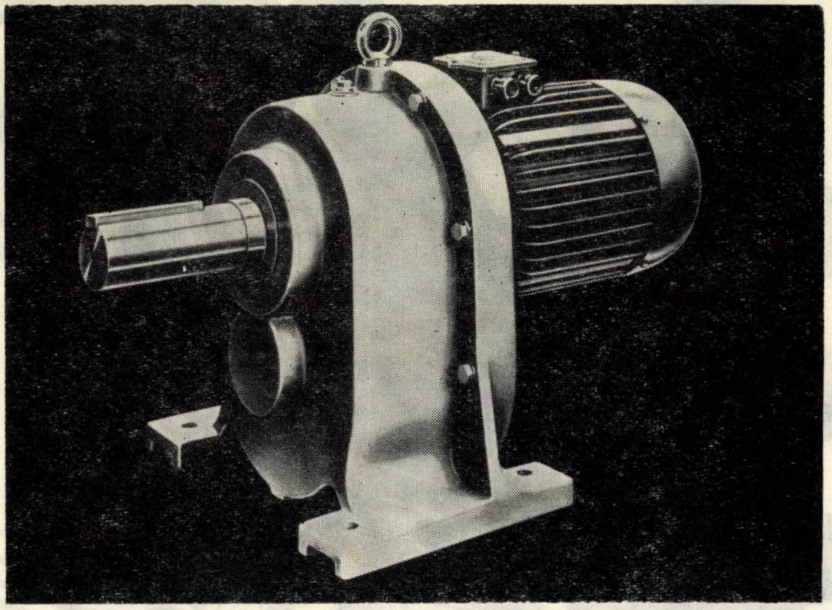
INVEST EXPORT

TURAȚII REDUSE ?

Pentru turații între 1,6 și 400 rot/min oferim o serie multiplă de tipuri noi de motoare cu reductor VEM cu puteri de la 0,12 la 7,5 kW. Motorul și reductorul formează un ansamblu de antrenare compact, cu gabarit redus.

Prin folosirea acestor motoare cu reductor tip VEM și cu dispozitiv de comutare a polilor pentru două viteze cu blocarea mersului înapoi, ca motoare de frînare a transmisiei, cu protecție împotriva exploziei, pot fi satisfăcute aproape toate modurile de antrenare care necesită turații reduse.

VEM



VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Exportator :
Deutscher nnen- und Aussenhandel

Elektrotechnik

104, Berlin. Chausseestrasse 111/112
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Informații la : Ambasada Republicii Democrate Germane
din Republica Socialistă România, Secția comercială
București, Calea Dorobanților nr. 14

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAȚIEI

Raționalizează producția, contribuie la creșterea productivității și micșorează costurile de fabricație.

Confecționează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe și ușor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor și pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de așteptare și timpi morți în ateliere.

Creează condițiile pentru introducerea unei planificări raționale în ateliere, pentru încărcarea justă a mașinilor și pentru combaterea rebuturilor.

În combinație cu fișe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe țări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricației.

Rugăm cereți prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG **ORGANISATIONS-MITTEL GmbH**
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 87–91

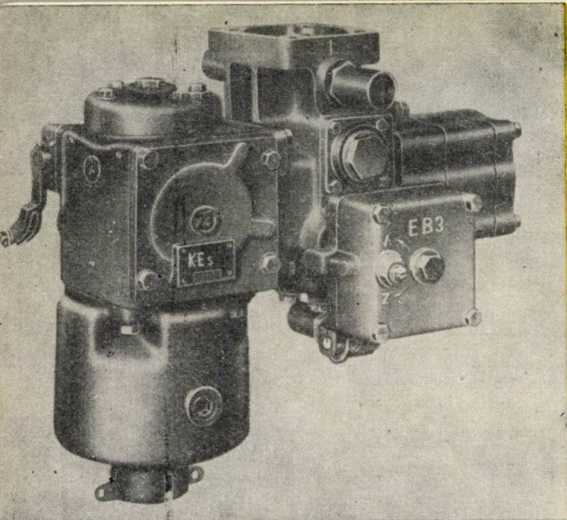
FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

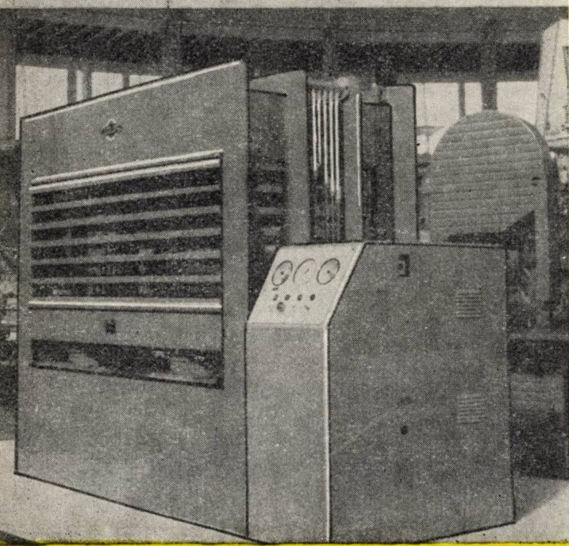
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

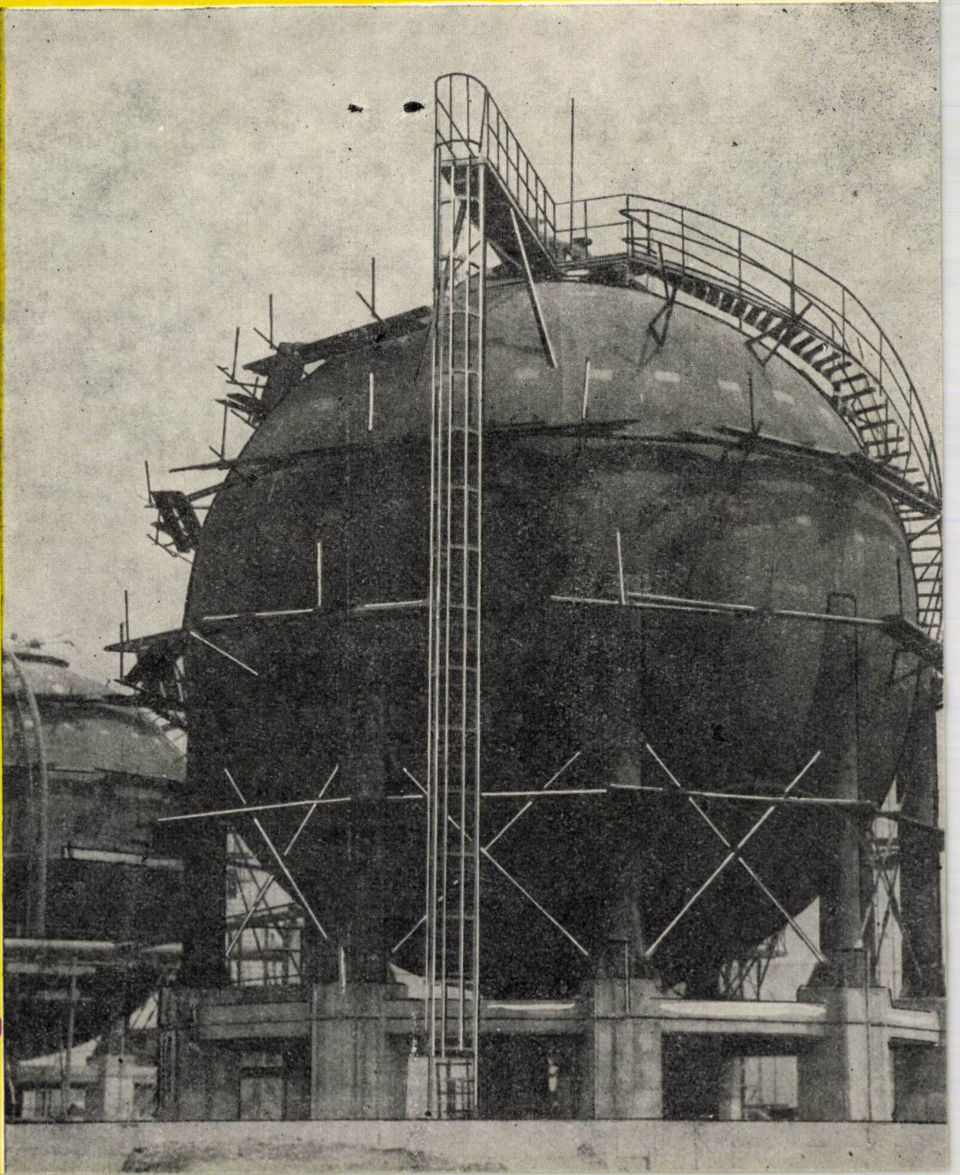
- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

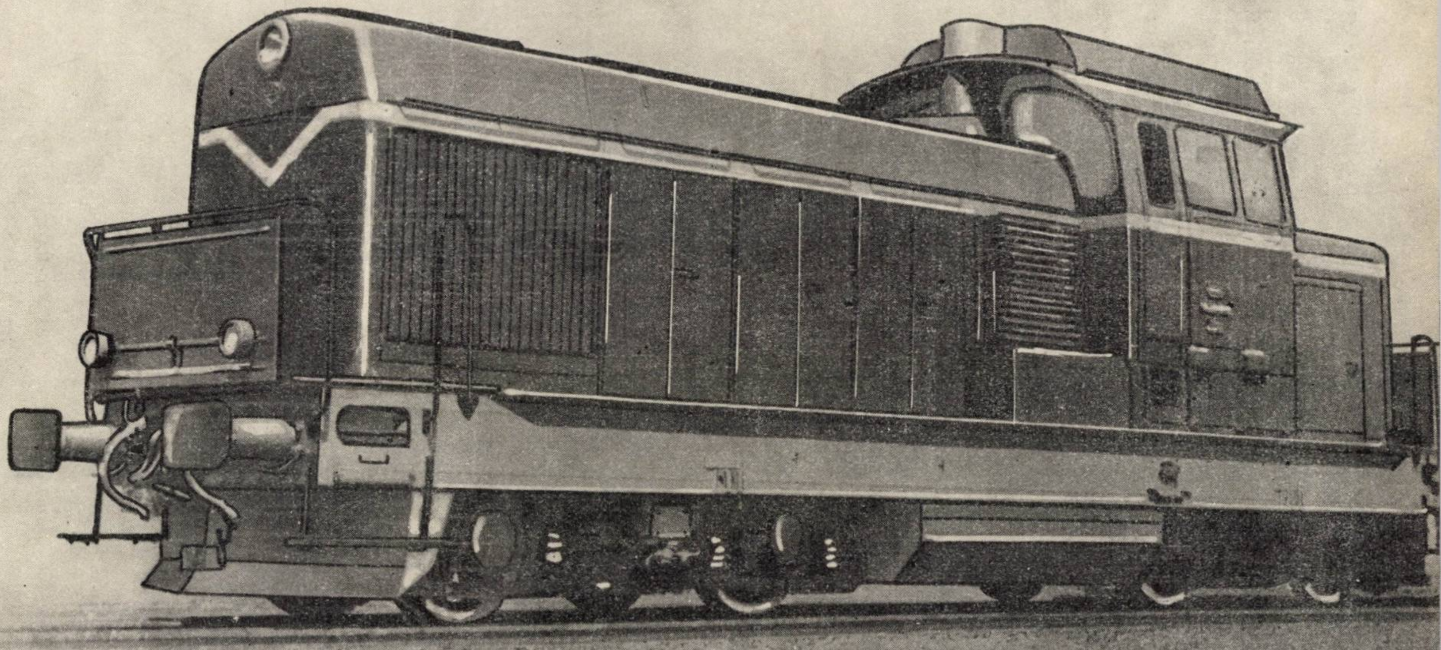
F R B
MADE IN RUMANIA





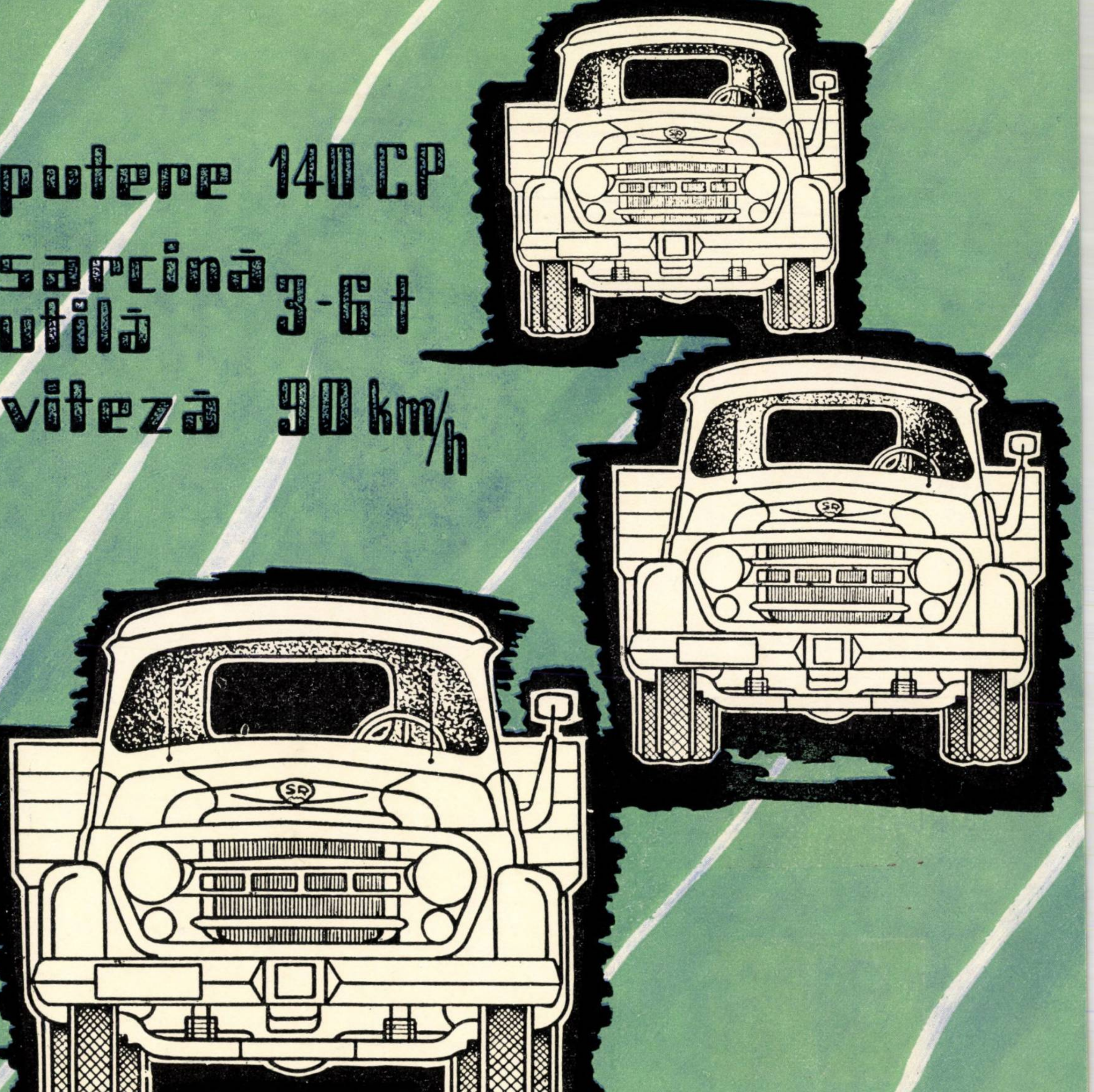
UZINA
23
AUGUST





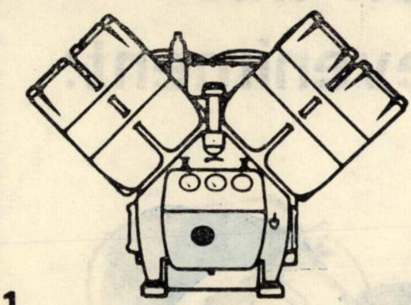
produce

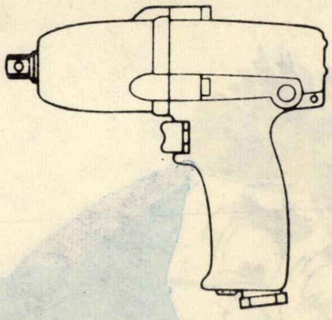
- Locomotive Diesel mecanice de 120 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP și de 450 CP, ecartament normal și îngust
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP și de 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP și cu 12 cilindri, de 400—1200 CP
- Grupuri de foraj și pompare cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m³ pentru presiuni de 6—20 at
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operațiuni tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h ; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnal de 1700 m³ (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire etc)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5 4, și 5 t/șarjă și cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid și blocuri pentru oțel aliat de scule
- Piese turnate din oțel pînă la 15 t/buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

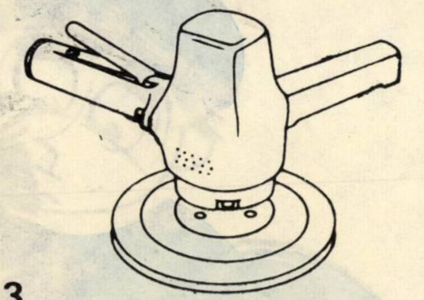

putere 140 CP
sarcină utilă 3-6 t
viteză 90 km/h

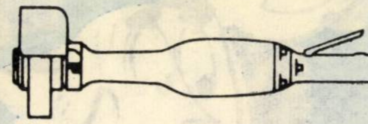
UZINA de AUTOCAMIOANE BRAȘOV

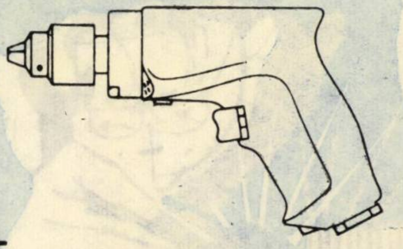
Strada Poienilor Nr. 5 ☆ Telefon 20220

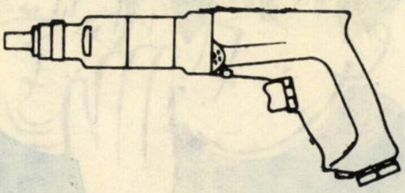

1

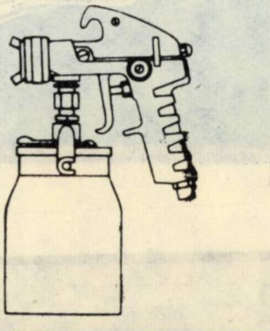

2

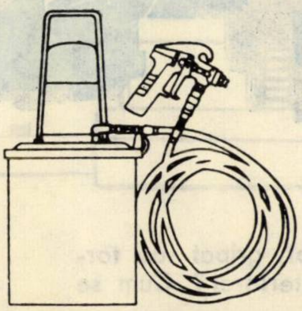

3

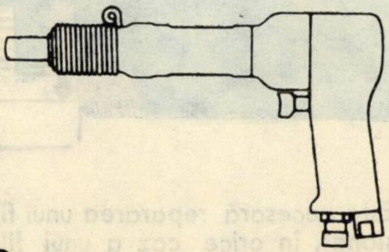

4


5


6


7


8


9

9 căi pentru mărirea producţiei

Atlas Copco poate oferi o gamă variată de utilaje cu aer comprimat. Aceste 9 utilaje vor reduce preţul de cost.

1 Compresoare staţionare cu piston şi cu şurub de la 0,05 m³/min la 550 m³/min.

2 Chei cu acţionare pneumatică într-un mare număr de modele şi dimensiuni.

3 Polizoare de suprafaţă sigure şi de construcţie simplă pentru multe aplicaţii.

4 Polizoare cu turaţie în gol între 4 500 şi 18 000 rot/min cu greutate specifică redusă.

5 Aparate manuale de găurit seriile „33", a căror tehnologie avansată şi construcţie le conferă o mare capacitate de funcţionare cu o oboseală minimă pentru mînuitor.

6 O serie de aparate de înşurubat cu acţiune pneumatică, cu 3 tipuri de cuplaje, care satisfac cele mai multe dintre cerinţele asamblării în industrie.

7 Pistoale de vopsit de mare capacitate, pentru lacuri şi alte materiale pulverizabile.

8 Echipament de vopsit prin pulverizare la mare presiune pentru vopsirea rapidă pe suprafeţele mari.

9 Ciocane de nituit pentru nituire uşoară, medie şi grea în duraluminiu şi oţel.

Completaţi acest cupon şi trimiteţi-l la Atlas Copco AB, Stockholm 1, Suedia.

Atlas Copco

Trimiteţi documentare asupra următoarelor produse.

În limbile : engleză ☐ germană ☐ franceză ☐

1☐ 2☐ 3☐ 4☐ 5☐

6☐ 7☐ 8☐ 9☐

3/68

Vă rugăm scrieţi numele, profesiunea şi adresa dv. în litere de tipar pe o hîrtie separată.

Un mic eveniment:

Este necesară repararea unui filet rupt, gripat sau torsionat, în orice caz a unui filet deteriorat? Cum se va proceda?

Cît se poate de repede??? Cît se poate de simplu?? Cît se poate de bine şi durabil? Este o problemă?

NU! Nu este nici o problemă dacă **HELI-COIL®** se foloseşte.

Operaţia se
- efectuează în cîteva minute! De asemenea
- ireproşabil din punct de vedere tehnic,
- la diametrul nominal iniţial
- cu o durabilitate nelimitată.

Este exact ceea ce căutaţi, nu-i aşa?

Cereţi, vă rugăm, prospecte şi trimiteţi cuponul de mai jos.

BÖLLHOFF & CO

BÖLLHOFF & CO. 4812 BRACKWEDE, CĂSUŢA POŞTALĂ 180 A
TELEFON BIELEFELD (0521) 44387-89 ● TELEGRAME 09321 345

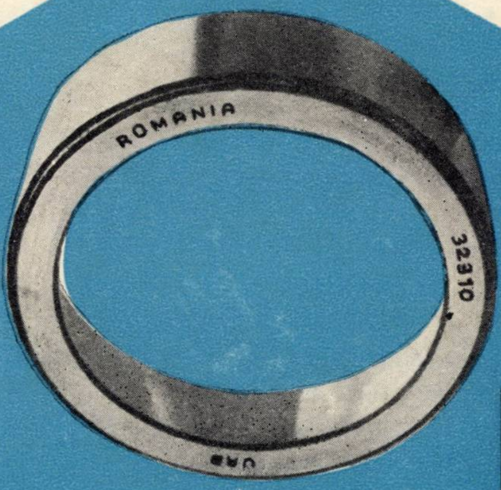
CUPON 1968

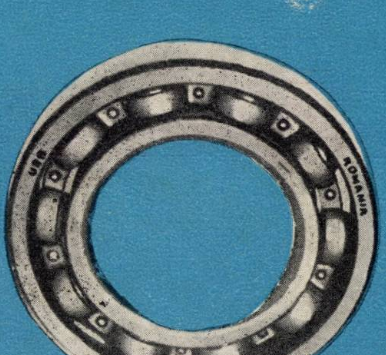
SINT DE ACORD!
TRIMITEŢI DOCUMENTAŢIA OFERITĂ LA:

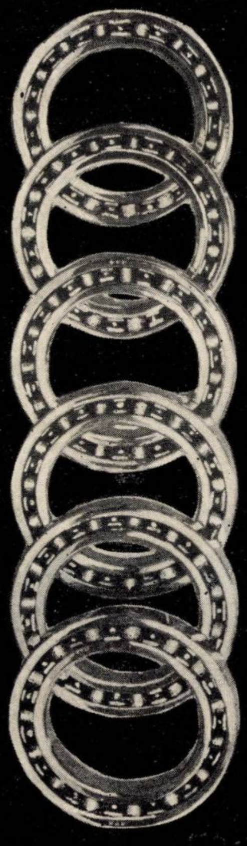
Stampila firmei
(A se lipi pe cartea poştală sau pe plic.)

UZINA
rulmentul
BRASOV

URB





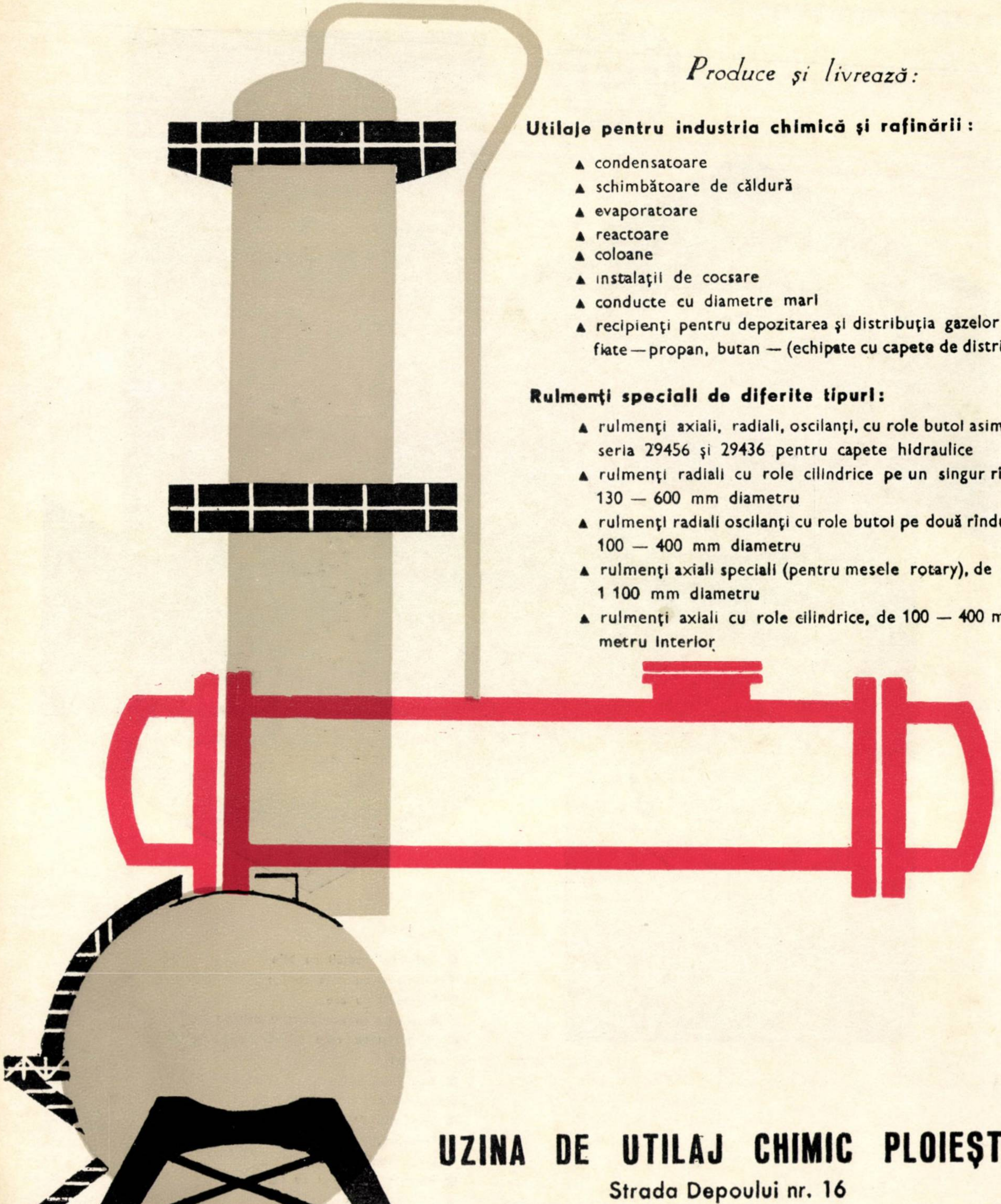


UZINA RULMENTUL BRAȘOV PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE, PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșele arborelui cu camă

Str. 13 Decembrie nr. 96 — telefon 2.06.41 — telex 012245

uzuc



Produce şi livrează:

Utilaje pentru industria chimică şi rafinării :

- ▲ condensatoare
- ▲ schimbătoare de căldură
- ▲ evaporatoare
- ▲ reactoare
- ▲ coloane
- ▲ instalaţii de cocsare
- ▲ conducte cu diametre mari
- ▲ recipienţi pentru depozitarea şi distribuţia gazelor l fiate — propan, butan — (echipate cu capete de distrib

Rulmenţi speciali de diferite tipuri:

- ▲ rulmenţi axiali, radiali, oscilanţi, cu role butoi asime seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice
- ▲ rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un singur rin 130 — 600 mm diametru
- ▲ rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rîndur 100 — 400 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 6 1 100 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm metru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEŞTI

Strada Depoului nr. 16

Telefon : 10100

Telex : 2.22.74

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, MARTIE 1968, Nr. 3

CUPRINS

TACHE, V. și BRĂGARU, A.:	**Considerații cu privire la simbolizarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele destinate prelucrării, controlului și asamblării.**	140
MUSTAFA, R. M.:	**Calculul și proiectarea lagărelor hidrostatice axiale.**	148
DODOC, P.:	**Trocoide de vibrații la axele principale ale mașinilor-unelte (II)**	154
PETRE, I., SĂNDULESCU, T. și TEODORESCU, P.:	**Cercetări în domeniul ungerii motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi.**	163
CRIȘAN, I.:	**Importanța industrială a cercetărilor în domeniul tehnicii plasmei.**	166
DRĂGHICI, GH.:	**Studiul teoretic al forței de așchiere la strunjirea metalelor dure cu introducere de curent electric în zona de așchiere.**	171
IONUȚ, V. ȘI FEJES, I.:	**Contribuții la studiul procesului de așchiere și a variației presiunii specifice la honuire.**	173
MARCEA, N. și PĂNESCU, D.:	**Organizarea fabricației mașinilor-unelte pe familii de piese, la Uzina mecanică Cugir.**	177
LEONTE, A.:	**Despre influența factorilor constructivi și tehnologiei asupra comportării pieselor motoarelor cu ardere internă în exploatare.**	
	DOCUMENTARE	188
	RECENZII	196
	REVISTA REVISTELOR	199

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN.
Redactor: ing. ELIZA PETRESCU.

SUMAR

CZ 621.9 : 621.757

Tache, V. și *Brăgaru, A.* : **Considerații cu privire la simbolizarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele destinate prelucrării, controlului și asamblării.**

Se propun unele îmbunătățiri referitoare la reprezentarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele de prelucrare, control și montaj.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 140–147

CZ 621.822.2.032.001.24 : 6.001.13

Mustafa, R. M. : **Calculul și proiectarea lagărelor hidrostatice axiale.**

Se prezintă relațiile generale adimensionale privind parametrii de bază ai lagărelor hidrostatice axiale, evidențiindu-se elementele calculului practic al acestor lagăre.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 148–154

CZ 621.9–233.11–752 : 621.9–229.2–752

Dodoc, P. : **Trocoide de vibrații la axele principale ale mașinilor-unelte (II).**

Se analizează mișcarea axului principal al mașinii-unelte în funcție de caracteristicile sistemului vibrator sculă-piesă-dispozitiv de prindere-mașină.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 154–162

CZ 621.434 : 621.432.4 : 621.89.001.5

Petre, I., *Săndulescu, T.* și *Teodorescu, P.* : **Cercetări în domeniul ungerii motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi.**

Se prezintă rezultatele încercărilor referitoare la uleiurile și proporțiile de ulei în combustibil asigurînd ungerea în condiții optime a motoarelor în doi timpi cu aprindere prin scînteie electrică.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 163–166

CZ 533.9 : 621.9.048.7 : 001.891

Crișan, I. : **Importanța industrială a cercetărilor în domeniul tehnicii plasmei.**

Se trec în revistă diversele posibilități de aplicare ale tehnicii plasmei, evidențiindu-se importanța acestei tehnici pentru industrie, precum și necesitatea organizării cercetărilor în acest domeniu.

Construcția de Mașini 20 (1968), p. 166–170

CZ 621.941 : 669.018.25

Drăghici, Gh. : **Studiul teoretic al forței de așchiere la strunjirea metalelor dure cu introducere de curent electric în zona de așchiere.**

Se stabilește expresia de calcul a forței de așchiere în funcție de temperatura materialului și deci în funcție de curentul electric introdus în zona de așchiere.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 171–173

CZ 621.951.01 : 621.923.5.01

Ionuț, V. și *Fejes, I.* : **Contribuții la studiul procesului de așchiere și al variației presiunii specifice la honuire.**

Se analizează variația presiunii specifice în lungul alezajului, determinîndu-se interdependența dintre lungimea sculei și lungimea alezajului.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 173–176

CZ 621.9–2 : 338.062.4

Marcea, N. și *Pănescu, D.* : **Organizarea fabricației mașinilor-unelte pe familii de piese la Uzina mecanică Cugir.**

Se evidențiază eficiența tehnico-economică a organizării fabricației mașinilor-unelte pe familii de piese, exemplificîndu-se prin rezultatele obținute la Uzina mecanică Cugir.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 177–180

CZ 621.43–233.2.004 : 621.822 (498)

Leonte, A. : **Despre influența factorilor constructivi și tehnologici asupra comportării pieselor motoarelor cu ardere internă în exploatare.**

Se prezintă soluțiile tehnologice și constructive adoptate la executarea lagărelor motoarelor cu ardere internă fabricate în Uzina „23 August".

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 3, p. 181–188

Revista "CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, str. Orlando nr. 2, raion 30 Decembrie. Telefon: redactor șef 14.63.86; secretar general de redacție 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 15.11.05. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Națională a Republicii Socialiste România — Filiala 30 Decembrie, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.

Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 6266.

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

42042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONTENTS

DC 621.9 : 621.757

Tache, V. and *Brăgaru, A.* : **Some considerations concerning the symbolisation foundation schemata of the engine parts in the devices destined to the working control and assembling.**

The authors propose some improvements concerning the representation of the foundation schemata of the engine parts in the working, control and assembling devices.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 140–147

DC 621.822.2.032.001.24 : 6.001.13

Mustafa, R. M. : **The calculus and the designing of the hydrostatic axial bearings.**

The general adimensional relations concerning the basic parameters of the hydrostatic axial bearings are presented and the elements of the practical calculus of these bearings are pointed out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 148–154

DC 621.9–233.11–752 : 621.9–229.2–752

Dodoc, P. : **Vibrations trochoids at the main axles of machine-tools.**

The motion of the main axle of the machine-tools depending on the characteristics of the vibrator system of tool-part-holding device-machine, is analysed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 154–162

DC 621.434 : 621.432.4 : 621.89.001.5

Petre, I., *Săndulescu, T.* and *Teodorescu, P.* : **Researches in the field of lubrication in the case of two cycle spark ignition engines.**

The results of the tests concerning the oils and the oil content of the fuel, assuring the optimum lubrication of two cycle electric spark ignition engines are presented.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 163–166

DC 533.9 : 621.9.048.7 : 001.891

Crişan, I. : **The industrial importance of the researches in the field of plasma technics.**

Different application possibilities of the plasma technics are reviewed and the importance of this technics for the industry as well as the necessity of the organization of the researches in this field is pointed out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 166–170

DC 621.941 : 669.018.25

Drăghici, Gh. : **The theoretic study of the cutting force in the turning of hard metals with the introduction of electric current in the cutting zone.**

The calculation expression of the cutting force depending on temperature of the material and the electric current introduced in the cutting zone is established.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 171–173

DC 621.951.01 : 621.923.5.01

Ionuţ, V. and *Fejes, I.* : **Contributions to the study of the cutting process and of the variation of specific pressure in the cutting.**

The variation of the specific pressure in the length of the boring is analysed and the interdependence between the length of the tool and the length of the bore is determined.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 173–176

DC 621.9–2 : 338.062.4

Marcea, N. and *Pănescu, D.* : **The organization of the machine tools construction on group of engine parts in Cugir Mechanical Plant.**

The technico-economic efficiency of the organization of the machine tools construction on varieties pieces is pointed out and the results obtained in Cugir Mechanical Plant are exemplified.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 177–180

DC 621.43–233.2.004 : 621.822 (498)

Leonte, A. : **About the influence of the constructive and technological factors on the behaviour of the parts of the internal combustion engines in exploitation.**

The technological and constructive solutions adopted for the execution of the bearings of internal combustion engines made in the ,,23 August'' Plant are presented.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 3, p. 181–188

SOMMAIRE

CD 621.9 : 621.757

Tache, V. et *Brăgaru, A.* : **Considérations sur l'emploi des symboles dans les schémas de mise en position des pièces sur les dispositifs d'usinage, de contrôle et de montage.**

On propose des améliorations de la représentation des schémas de mise en position des pièces sur les dispositifs d'usinage, de contrôle et de montage.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 140–147

CD 621.822.2.032.001.24 : 6.001.13

Mustafa, R. M. : **Le calcul et l'établissement du projet des paliers axiaux hydrostatiques.**

On expose les relations générales non-dimensionnelles concernant les paramètres fondamentaux des paliers axiaux hydrostatiques et on donne les éléments du calcul pratique de ces paliers.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 148–154

CD 621.9–233.11–752 : 621.9–229.2–752

Dodoc, P. : **Les trocoïdes de vibrations des axes principaux des machines-outils (II).**

On examine le mouvement de l'axe principal de la machine-outil en fonction des caractéristiques du système vibrant outil-pièce-dispositif de serrage-machine.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 154–162

CD 621.434 : 621.432.4 : 621.89.001.5

Petre, I., *Săndulescu, T.* et *Teodorescu, P.* : **Recherches dans le domaine de la lubrification des moteurs à allumage par étincelle, à deux temps.**

On présente les résultats des recherches sur les huiles et le dosage de l'huile dans le combustible, afin de réaliser la meilleure lubrification des moteurs à allumage par étincelle, à deux temps.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 163–166

CD 533.9 : 621.9.048.7 : 001.891

Crişan, I. : **L'importance industrielle des recherches dans le domaine de la technique du plasma.**

On passe en revue les différentes possibilités d'application de la technique du plasma en montrant l'importance de cette technique pour l'industrie, ainsi que la nécessité d'organiser les recherches dans ce secteur.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 166–170

CD 621.941 : 669.018.25

Drăghici, Gh. : **L'étude théorique de l'effort de coupe pendant le tournage des métaux durs avec introduction de courant électrique dans la zone de coupe.**

L'auteur établit le calcul de l'effort de coupe en fonction de la température du matériau et, par conséquent, en fonction du courant électrique introduit dans la zone de coupe.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 171–173

CD 621.951.01 : 621.923.5.01

Ionuţ, V. et *Fejes, I.* : **Contributions à l'étude du processus de la coupe et de la variation de la pression spécifique pendant le honing.**

On analyse la variation de la pression spécifique le long de l'alésage, en déterminant la dépendance réciproque entre la longueur de l'outil et la longueur de l'alésage.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 173–176

CD 621.9–2 : 338.062.4

Marcea, N. et *Pănescu, D.* : **L'organisation de la fabrication des machines-outils par catégories de pièces, à l'Usine mécanique Cugir.**

On souligne l'efficacité technique et économique de l'organisation de la fabrication des machines-outils par catégories de pièces, en l'illustrant par les résultats obtenus à l'Usine mécanique Cugir.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 3, p. 177–180

CD 621.43–233.2.004 : 621.822 (498)

Leonte, A. : **L'influence des facteurs constructifs et technologiques sur le comportement des pièces des moteurs à combustion interne.**

L'auteur expose les solutions technologiques et constructives adoptées pour l'exécution des paliers des moteurs à combustion interne fabriqués par l'Usine ,,23 August''.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no, 3, p. 181–188

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.9 : 621.757
Таке, *В*. и *Брэгару*, *А*.: **К вопросу о символизации схем базирующих деталей в устройствах, предназначнных к переработке, осмотру и монтажу.**

В статье предлагают некоторые улучшения, касающиеся схем базирующих деталей в установках по переработке, осмотру и монтажу.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 140–147

ДК 621.822.2.032.001.24 : 6.001.13
Мустафа, *Р*. *М*.: **Расчет и проектирование гидростатических упорных подшипников.**

Приводятся общие безразмерные соотношения основных параметров гидростатических упорных подшипников, при этом указываются элементы практического расчета этих подшипников.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 148–154

ДК 621.9–233.11–752 : 621.9–229.2–752
Додок, *П*.: **Вибрационные циклоиды на шпинделях станков.**

Анализируется движение шпинделя станка в зависимости от характеристик вибрационной системы инструмент-деталь — захват-станок.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 154–162

ДК 621.434 : 621.432.4 : 621.89.001.5
Петре, *И*., *Сэндулеску*, *Т*. и *Теодореску*, *П*.: **Исследования в области смазки двухтактных двигателей с искровым зажиганием.**

Приводятся результаты испытаний масел и пропорции масла в топливе в целях обеспечения в оптимальных условиях. смазки двухтактных двигателей с электрической искрой зажигания.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 163–166

ДК 533.9 : 621.9.048.7 : 001.891
Кришан, *И*.: **Промышленное значение исследований в области технической плазмы.**

В статье рассматриваются различные возможности применения технической плазмы, при этом подчеркивается значение этой техники для промышленности и необходимость проведения дальнейших исследований в данной области.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 166–170

ДК 621.941 : 669.018.25
Дрэгич, *Г*.: **Теоретическое изучение силы резания при расточке твердых металлов путем подачи электрического тока в зону резания.**

Автор определяет расчетное выражение силы резания в зависимости от температуры материала, то есть в зависимости от электрического тока, подаваемого в зону резания.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 171–173

ДК 621.951.01 : 621.923.5.01
Ионуц, *В*. и *Фежеш*, *И*.: **К изучению процесса резания и изменения удельного давления при хонинговании.**

Анализуруется изменение удельного давления вдоль развертывания и определяется взаимозависимость между длиной инструмента и длиной развертывания.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 173–176

ДК 621.9–2 : 338.062.4
Марчя, *Н*. и *Пэнеску*, *Д*.: **Организация производства станков по типам деталей на Кужирском механическом заводе.**

Показана технико-экономическая эффективность организации производства станков по видам деталей и приведены результаты, полученные на Кужирском механическом заводе.

Construcția de Mașini 20 (1968), No 3, стр. 177–180

ДК 621.43–233.2.004 : 621.822 (498)
Леонте, *А*: **К вопросу о влиянии технологических и конструктивных факторов на поведение деталей двигателей внутреннего сгорания в эксплуатации.**

Приводятся технологические и конструктивные решения, применяемые при изготовлении подшипников для двигателей внутреннего сгорания на заводе имени ,,23 Абгуста''.

Construcția de Mașini 20 (1968), No. 3, стр. 181–188

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.9 : 621.757
Tache, *V*. und *Brăgaru*, *A*. : **Über die Symbolisierung der Grundschemen der Bestandteile in Vorrichtungen für Bearbeitung, Kontrolle und Montage.**

Es werden einige Verbesserungen in bezug auf die Darstellung der Grundschemen der Bestandteile in den Vorrichtungen für Bearbeitung, Kontrolle und Montage vorgeschlagen.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 140–147

DK 621.822.2.032.001.24 : 6.001.13
Mustafa, *R*. *M*. : **Berechnung und Entwurf der hydrostatischen Axiallager.**

Der Verfasser legt einige allgemeine adimensionale Relationen im Zusammenhang mit den Grundparametern der hydrostatischen Axiallager dar und führt die Elemente der praktischen Berechnung dieser Lager an.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 148–154

DK 621.9–233.11–752 : 621.9–229.2–752
Dodoc, *P*. : **Schwingungstrochoiden an den Hauptachsen der Werkzeugmaschinen (II).**

Es wird die Bewegung der Hauptachse der Werkzeugmaschinen im Verhältnis zu den Charakteristiken des schwingenden Systems Werkzeug-Werkstück-Stahlhalter-Maschine analysiert.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 154–162

DK 621.434 : 621.432.4 : 621.89.001.5
Petre, *I*., *Săndulescu*, *T*. und *Teodorescu*, *P*. : **Forschungen im Bereich der Schmierung der Zweitackt-Ottomotoren**

Es werden die Ergebnisse von Versuchen in bezug auf die Öle und das Ölverhältnis im Treibstoff, für eine Gewährleistung der optimalen Schmierung von Zweitackt-Ottomotoren dargelegt.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 163–166

DK 533.9 : 621.9.048.7 : 001.891
Crișan, *I*. : **Industrielle Bedeutung der Forschungen im Bereich der Plasmatechnik.**

Der Verfasser gibt eine Übersicht über die verschiedenen Möglichkeiten einer Anwendung der Plasmatechnik und unterstreicht die Bedeutung dieser Technik für die Industrie, sowie die Notwendigkeit, die Forschungen in diesem Bereich zu organisieren.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 166–170

DK 621.941 : 669.018.25
Drăghici, *Gh*. : **Theoretische Studie der Zerspanungskraft beim Drehen harter Metalle mit Einführung des elektrischen Stroms an der Zerspanungszone.**

Es wird der Ausdruck der Berechnung der Zerspanungskraft im Verhältnis zur Temperatur des Werkstoffes, und im Zusammenhang damit, im Verhältnis zur Stromstärke an der Zerspanungszone festgelegt.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 171–173

DK 621.951.01 : 621.923.5.01
Ionuț, *V*. und *Fejes*, *I*. : **Beiträge zur Untersuchung des Zerspanungsprozesses und der Veränderung des spezifischen Drucks beim Honen.**

Es wird die Veränderung des spezifischen Drucks entlang der Ziehschleifbahn analysiert und die Wechselbeziehung zwischen der Werkzeuglänge und der Ziehschleiflänge festgelegt.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 173–176

DK 621.9–2 : 338.062.4
Marcea, *N*. und *Pănescu*, *D*. : **Organisierung des Baus von Werkzeugmaschinen nach Werkstückfamilien im Maschinenwerk Cugir.**

Die Verfasser weisen auf die technisch-wirtschaftliche Vorteile der Organisierung des Baus von Werkzeugmaschinen nach Werkstückfamilien hin, und veranschaulichen diese an Hand der im Maschinenwerk Cugir erzielten Ergebnisse.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 177–180

DK 621.43–233.2.004 : 621.822 (498)
Leonte, *A*. : **Über den Einfluss der Konstruktions-und Technologie-faktoren auf das Verhalten der Bestandteile der Verbrennungsmotoren während des Betriebs.**

Es werden die technologischen und Konstruktionslösungen dargelegt, die bei der Herstellung der Lager für die im ,,23 August''-Werk gebauten Verbrennungsmotoren angewandt wurden.

Construcția de Mașini 20 (1968), H. 3, S. 181–188

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Revista
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI
XX

Așadar gîndirea tehnică se comunică și prin scris! Nu numai prin desen. În numărul precedent al revistei încercasem să prezint unele aspecte ale exprimării prin desen. Acum, cîte puțin despre textul articolului tehnic.

Apreciem cu toții că, în scrisul tehnic, cel mai bun este cuvîntul simplu. De multe ori, dificultățile pe care ni le-au creat ambiguitatea și terminologia complicată ne-au determinat să renunțăm la studierea unor lucrări.

Firește, majoritatea — dacă nu chiar totalitatea — articolelor tehnice trebuie să recurgă la folosirea termenilor speciali, proprii domeniului de specialitate pe care îl ilustrează. De altfel, pe măsură ce domeniul de specialitate se dezvoltă, apar și noțiuni noi care introduc inerent noi termeni.

În fond fiecare profesiune și-a precizat încă de mult un limbaj oarecum propriu. Nici nu se putea altfel. Dar dacă limbajul devine un fel de jargon, de „păsărească", de limbaj cifrat sau prescurtat, ca o stenogramă, atunci comunicarea gîndirii tehnice devine extrem de dificilă, dacă nu chiar imposibilă.

Ascultați (fiindcă pare și mai impenetrabil ascultat decît citit) cum ne pricepem noi inginerii să facem greutăți în viață, altora și nouă înșine:

„Se propune o explicație simplă euristică a metodei analizate, bazată pe folosirea hipersuprafețelor izocrone în spațiul fazei. Metoda a fost verificată într-un caz cuprinzînd perturbarea curbei optime de comutare".

Exprimare concisă (probabil!), dar departe de a fi clară, inteligibilă.

Găsirea cuvîntului potrivit nu este ușoară, dar reprezintă baza redactării clare. Apoi mai trebuie — ca și în multe activități similare — să ai abilitatea de a te pune în locul celui căruia i te adresezi și să-i simți punctul de vedere. Cred că nu există rețete pentru a scrie bine. Ajungi acolo mai ales prin experiență.

Termenii noi exercită un fel de fascinație nu numai asupra autorului, ci și asupra publicului larg. Lucrul este bine cunoscut de către presă, radio, televiziune (există rubrica de tele-enciclopedie) și uneori se pun în circulație largă termeni și noțiuni nu tocmai bine definiți (sau chiar nu prea bine folosiți), nu încă acceptați majoritar în forurile de specialitate.

Chiar în cercurile specialiștilor, termenii noi se pun în circulație numai după o largă consultație. Firește, cunoaștem cazuri în care unii termeni s-au impus rapid, ca de la sine, fără prea multe consultații.

Îmi veți permite să vă rețin atenția, în continuare, cu cîțiva termeni pe care am început recent să-i folosim sau sîntem pe cale de a-i introduce în limbajul nostru.

★

Fiabilitate. *N-am prea avut un termen bun în tehnică pentru „viață lungă". În fond, „durabilitatea" (uneori „anduranța") vrea să aprecieze durata consistentă sau măcar satisfăcătoare în timp, de aceea termenul a și fost folosit în paralel cu „durata de serviciu" a unui produs, înțeleasă ca timpul de utilizare a acestuia între două recondiționări de mare amploare. Dar cît de sănătoasă este această viață lungă, cît de sigură este funcționarea în interiorul duratei de serviciu? Pentru această altă calitate, folosim în general termenul de „siguranță în funcționare". Durabilitatea corespunzătoare și deplina siguranță în funcționare sînt coordonatele calitative ale unui produs fiabil: în care te poți încrede.*

Prin urmare fiabilitatea, a avea încredere, cuprinde atît aspectul siguranței în funcțioare, cît și aspectul duratei de serviciu (durabilității).

★

Tribologie. *Cît sînt de strîns legate între ele frecarea, uzura, ungerea (scuzați: lubrificația) și chiar tehnica lagărelor — nu mai este nevoie să* *argumentăm. Ca să facem economie de vorbit și de scris, pe toate le-am numit tribologie. Mai exact, sugestia aparține editorului lui Oxford Dictionary care a și definit tribologia drept: ,,Știința și tehnica suprafețelor care interacționează în mișcare relativă, precum și toate tehnicile colaterale. Acest termen include frecarea, lubrificația și uzura; proprietățile și comportarea în funcționare a materialelor de lagăre, engineering-ul lagărelor și tehnica environment-ului lor; controlul calității lubrifianților, precum și organizarea și administrarea lubrificației''.*

Cu toate că introducerea termenului a întîmpinat unele rezistențe (măcar să fi sunat mai frumos!), astăzi cunoaștem cursuri de Tribofizică (Universitatea din Melbourne, Australia), de Mecanica fluidelor și Tribologie (Universitatea din Leeds , Anglia) etc. Ministerul Tehnologiei din Marea Britanie a înființat un Comitet pentru tribologie cu un vast program în vederea intensificării progresului tehnic și a eficienței economice în domeniul respectiv, comitet care este și un for de avizare pentru folosirea celor mai potrivite metode tehnice, pentru desfășurarea cercetărilor științifice și pentru îmbunătățirea învățămîntului tehnic de specialitate la toate nivelele și sub toate formele. Studiile comitetului au arătat că îmbunătățirea condițiilor tribologice în întreprinderile din Marea Britanie ar putea economisi peste cinci sute de milioane de lire sterline.

Tribos (în elină), ca și fricare (în latină), înseamnă frecare. De aceea, termenii derivați, deja în uz, par raționali: Tribologie, Tribofizică, Tribochimie, Triboengineering, Tribotehnologie.

Un avantaj al noului termen este posibilitatea sa de a fi folosit ca atare în marea majoritate a limbilor, ceea ce înlesnește cooperarea internațională în acest important domeniu al tehnicii.

★

Engineering. *Amintit de două ori mai înainte, termenul Engineering a pătruns de cîteva vreme și la noi în vorbirea și scrisul tehnic și economic.*

Termenul se referă la ansamblul de studii pretinse de elaborarea unui proiect industrial, studii care corelează aspectele tehnice, economice, financiare, sociale etc. ale proiectului. Coordonînd în mod inerent activitatea mai multor colective de specialiști din domenii diferite, acțiunea urmărește în principal optimizarea soluțiilor recomandate.

★

Tehnica environment-ului. *Produsele industriale — aproape în totalitatea lor — suportă în exploatare condiții deosebite față de acelea existente în mediul uzinei și laboratorului în care au fost construite și încercate. Fiabilitatea produsului se referă la siguranța în funcționare și durata de serviciu în toate mediile (condițiile de învecinare a produsului la locul de funcționare) considerate drept normale de către prescripțiile de utilizare. Aceasta este la fel de adevărat atît pentru o navă, un automobil, un avion, cît și pentru un simplu șurub care intră în componența unui agregat complex.*

Condițiile mediului în care funcționează produsul și care acționează asupra lui sînt precizate de existența și caracteristicile șocurilor, vibrațiilor și zgomotelor, precum și de așa-numitele condiții ale atmosferei (ca de exemplu: umiditate, temperatură) sau de efectele presiunii, radiației nucleare, coroziunii etc.

Toate aceste condiții ale environment-ului, ale mediului complex învecinat și în care funcționează produsul, pot fi create de funcționarea produsului sau pot fi rezultatul unor acțiuni exterioare acestuia. Cunoaștem cazurile în care vibrațiile și zgomotele create de funcționarea unor agregate dintr-o uzină au generat eforturi alternate suplimentare în alte componente mecanice ale uzinei, producînd uzura excesivă și uneori chiar deteriorarea acestora prin oboseală. Am întîlnit, la unele utilaje chimice, efecte distructive prin coroziune ale unor gaze emise în alte părți ale instalațiilor. În alte cazuri, complicațiile sînt și mai mari datorită interferenței condițiilor — proprii și externe — ale mediului.

Tehnica environment-ului se ocupă cu toate aceste condiții, cu urmărirea comportării produsului în condiții ca acelea ce le va suporta în exploatarea sa normală. De asemenea, în sfera de activitate a acestei noi tehnici intră și elaborarea metodelor potrivite de încercări la care trebuie supus produsul, precum și stabilirea metodelor de interpretare a rezultatelor încercărilor în vederea reproiectării eventuale a produsului. În modul acesta, tehnica environment-ului devine un stadiu important între prototip și introducerea în producția de serie.

★

Ergonomie. *Pe scurt, știința relațiilor om — mașină — environment, în scopul creșterii securității muncii și eficienței economice, precum și al* *reducerii efortului. Omul este luat în considerare în climatul în care lucrează. Orice sistem care-l include pe om este studiat ținîndu-se seamă de comportarea, obiceiurile și trăsăturile caracteristice ale acestuia. Firește ergonomia acoperă un vast domeniu de preocupări, interesînd profesiuni foarte diferite. Cuprinzînd studiul locurilor de muncă, mașinilor și uneltelor de lucru, ergonomia pretinde inginerului mecanic să răspundă de aplicarea principiilor sale.*

Se știe că încălzirea, ventilația, iluminatul, coloritul, zgomotele, îmbrăcămintea de protecție și modul în care este așezat au efecte hotărîtoare asupra tuturor calităților muncii omului. În general, omul care lucrează confortabil este mai puțin supus accidentării decît acel care acționează sub efectul oricărei forme de oboseală și tensiune (stress cum spun specialiștii în medicină, folosind cuvîntul tehnic al efortului). De peste cincizeci de ani statisticile au arătat, de exemplu, că numărul accidentelor crește cînd temperatura mediului în care se lucrează se găsește în afara unei anumite zone de confort. O persoană sub stress nu aude, nu vede și nu pricepe sau nu acționează cu viteza sa normală, ceea ce înlesnește producerea unui accident sau — pînă acolo — o înrăutățire a calităților activității sale. Aplicarea principiilor ergonomice de către ingineri asigură activității climatul potrivit nu numai pentru desfășurarea proceselor tehnologice, ci și pentru activitatea oamenilor. Nouă, inginerilor mecanici, ne sînt cunoscute nenumărate exemple de preocupări ergonomice, ca acelea ridicate de munca operatorilor mașinilor-unelte, mașinilor de ridicat, instalațiilor termomecanice etc.

Un domeniu în care cercetarea ergonomică s-a dezvoltat simțitor este acela al automobilului. Presa de specialitate abundă, în ultima vreme, de studii, mai ales experimentale, asupra confortului pe scaunul de conducere sau de pasager, asupra celei mai potrivite poziționări a comenzilor, ca acelea pentru acționarea ușilor, asupra arhitecturii optime bordului.

Dar nici în acest domeniu nu s-a făcut simțită cercetarea inginerească, cu specificul său tehnico-economic și științific. Automobilul nu este un scop în sine. El trebuie să fie proiectat și construit în primul rînd pentru a se conforma cerințelor, abilităților și limitărilor proprii oamenilor care îi justifică existența: pasageri, conducători, pietoni, mecanici și constructori.

Problemele pasagerului pot fi sintetizate în cuvîntul confort: o chestiune de proiectare a locului de așezare și a capacității de vizibilitate. Pare simplu la prima vedere, dar devine complicat cînd intri în detalii. Proprietățile scaunului nu pot fi determinate fără a ține seamă de acelea ale sistemului de suspensie și ale drumului parcurs de automobil. Vibrațiile au făcut obiectul a numeroase studii teoretice, dar majoritatea lor se bazează pe o excitație sinusoidală. De aici, extrapolarea la condițiile reale devine nesigură. Despre nivelele zgomotelor sau despre instalațiile de încălzire în compartimentul pasagerilor nu mai vreau să spun decît o răutate: probabil că acestea sînt proiectate ca un compromis între soluțiile optime din punct de vedere ergonomic și acelea de preț de cost cît mai redus.

Conducătorii au toate problemele pasagerilor. În plus: caracteristicile comenzilor pentru manevrarea automobilului. Prea puțin s-a cercetat cu adevărat științific importanța relativă a semnalului informațional prin parbriz, de la pîrghiile de comandă și de la diferitele moduri de accelerare. Dinamica mecanismului de direcție este un alt exemplu de domeniu de cercetare în sens ergonomic, relativ la om, mai puțin studiat.

Să mai spunem cîte ceva despre lipsa aproape generală de grijă pentru realizarea unei accesibilități acceptabile în vederea ușurării lucrărilor de întreținere? (Pe cînd cuprinderea unor condiții ergonomice în temele de proiectare? Dar în caietele de sarcini?)

★ ★ ★

Un coleg de birou se uita peste aceste note. Întîi s-a mirat că n-am menționat și alți termeni mult mai interesanți ai engineering-ului modern, ca de exemplu: engineering-ul medical sau engineering-ul biochimic.

După aceea m-a acuzat de: Terminologic engineering!

Așa că am încheiat.

Ac.

4

CZ 631.9; 621.757 T.f. Alkatrészek osztályozás

Considerații cu privire la simbolizarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele destinate prelucrării, controlului și asamblării

Voicu TACHE și Aurel BRĂGARU

În articolul „Cu privire la așezarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrarea pe mașini-unelte" [4] s-a relevat importanța schemelor de bazare în proiectarea dispozitivelor, s-a prezentat actuala reprezentare a schemelor de bazare cu principalele ei deficiențe și noua reprezentare cu multiplele ei avantaje. În tabelele 2—5 din acest articol s-a prezentat simbolizarea convențională a elementelor de bazare și fixare, simbolizare care are la bază ideea lui M. A. Gavrilov, potrivit căreia pe schița operației piesei de prelucrat se reprezintă schematic elementul de așezare și strîngere și numărul gradelor de libertate preluat piesei de fiecare element de așezare în parte.

Reprezentarea schematică a elementelor de așezare și strîngere propusă este construită pe principiul ca elementul de bazare să se reprezinte sub forma corespunzătoare configurației suprafețelor de lucru ale acestuia, iar pe simbolul elementului de așezare să se plaseze un număr de puncte corespunzător gradelor de libertate preluate pieselor de prelucrat de către elementul de așezare considerat.

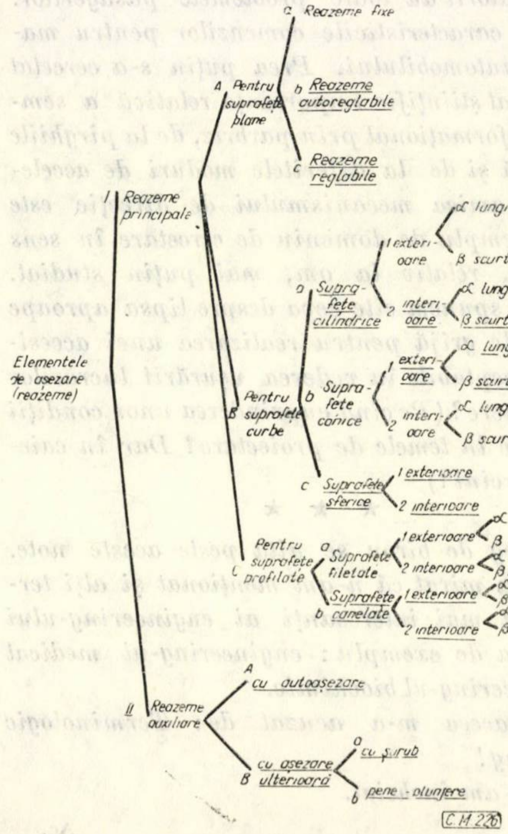

a Reazeme fixe
A Pentru suprafețe plane
b Reazeme autoreglabile
c Reazeme reglabile
I Reazeme principale
1 exteri-oare
α lungi
β scurte
a Supra-fețe cilindrice
2 interi-oare
α lungi
β scurte
1 exteri-oare
α lungi
β scurte
Elementele de așezare (reazeme)
B Pentru suprafețe curbe
b Supra-fețe conice
2 interi-oare
α lungi
β scurte
c Suprafețe sferice
1 exterioare
2 interioare
C Pentru suprafețe profilate
a Suprafețe filetate
1 exterioare
α lungi
β scurte
2 interioare
α lungi
β scurte
b Suprafețe canelate
1 exterioare
α lungi
β scurte
2 interioare
α lungi
β scurte
II Reazeme auxiliare
A cu autoașezare
B cu așezare ulterioară
a cu șurub
b pene - plunjere
C.M.226

Fig. 1

Limitele reprezentării după Gavrilov. Deși reprezentarea după Gavrilov prezintă multiple avantaje, totuși această reprezentare are anumite limite care ies cu atît mai mult în evidență, cu cît se urmărește creșterea gradului de precizare al schemelor de bazare, impus în cele din urmă de operativitatea în proiectarea și executarea dispozitivelor. Articolul de față vizează tocmai aceste limite. Pentru a releva aceste limite se vor analiza elementele de așezare, mecanismele de fixare și cele de așezare și fixare prin prisma ideii de simbolizare.

În schema din figura 1 se reprezintă clasificarea elementelor de așezare folosite curent în construcția dispozitivelor de lucru, control și asamblare. În această schemă, prin subliniere, au fost scoase în evidență situațiile în care reprezentarea după Gavrilov este deficitară. Referitor la elementele de așezare reprezentarea după Gavrilov prezintă următoarele limite:

— Sînt simbolizate așezările pe suprafețe plane cu eliminarea a trei, două și un grad de libertate, adică bazele de așezare, ghidare și respectiv, sprijin, însă nu se face nici o distincție între reazemele fixe, reazemele autoreglabile și cele reglabile. Dacă din punct de vedere funcțional (eliminarea gradelor de libertate) distincția nu este necesară, ea se impune datorită deosebirilor din punct de vedere constructiv, asamblare și acționare a celor trei categorii de reazeme principale pentru suprafețe plane.

În figurile 2, 3 și 4 se prezintă cîte un tip constructiv din fiecare categorie de reazeme principale, din care rezultă clar deosebirile amintite. Așezarea pieselor pe suprafețe plane, cu denivelări, folosind reazeme principale de tipul celor reprezentate în figurile 3 și 4, nu este simbolizată în reprezentarea după Gavrilov.

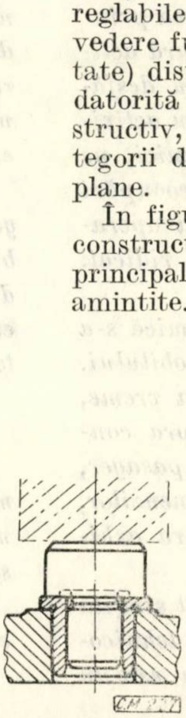


Fig. 2

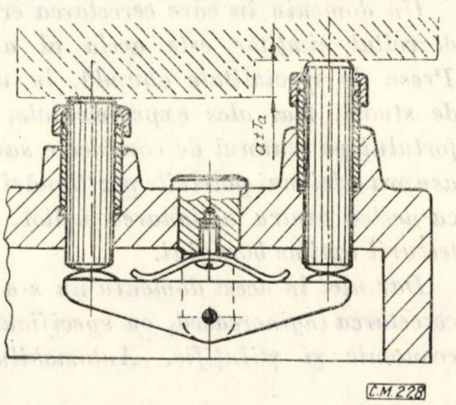


Fig. 3

— Reprezentarea după Gavrilov nu prezintă simbolizarea aşezării pe suprafeţe cilindrice interioare scurte — în cazul folosirii bolţurilor mobile cilindrice sau frezate. Aceste situaţii sînt frecvent întîlnite la prelucrarea unor alezaje care sînt chiar ele baze de centrare sau de sprijin (cazul prelucrării anumitor tipuri de biele) (fig. 5 şi 6).

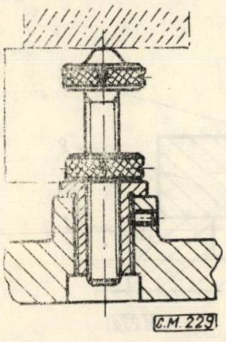


Fig.4

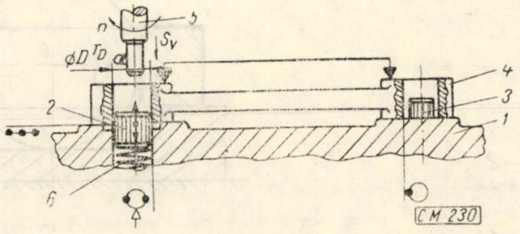


Fig. 5

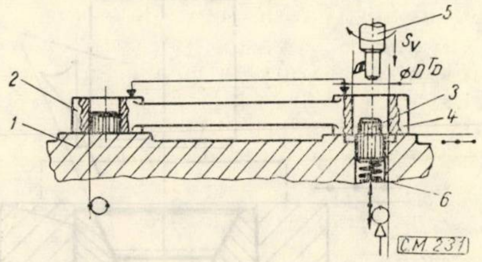


Fig. 6

— Dacă aşezarea pieselor cu suprafeţe conice interioare folosind conuri exterioare lungi sau scurte, fixe sau mobile este simbolizată, nu acelaşi lucru se poate spune despre aşezarea pieselor cu suprafeţe conice exterioare folosind conuri interioare lungi sau scurte, fixe sau mobile. Reprezentarea după Gavrilov prezintă acelaşi simbol pentru ambele situaţii, lucru ce nu este de dorit în scheme mai complexe. În figurile 7, 8, 9 şi 10 se prezintă schematic cazurile de aşezare a pieselor în care reprezentarea după Gavrilov este deficitară în sensul amintit.

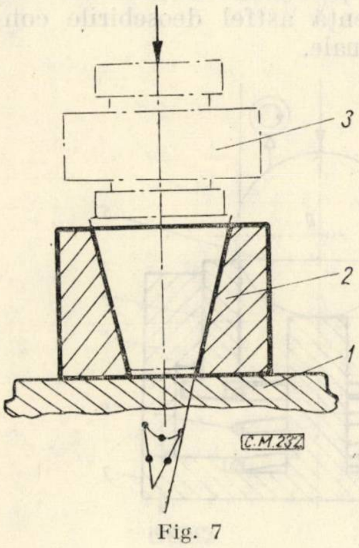


Fig. 7

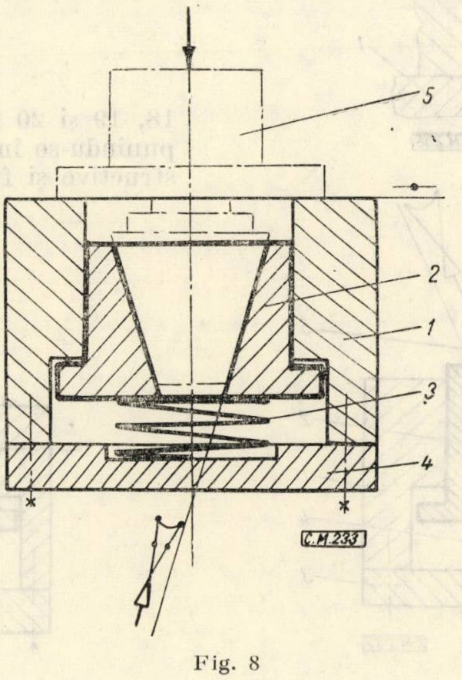


Fig. 8

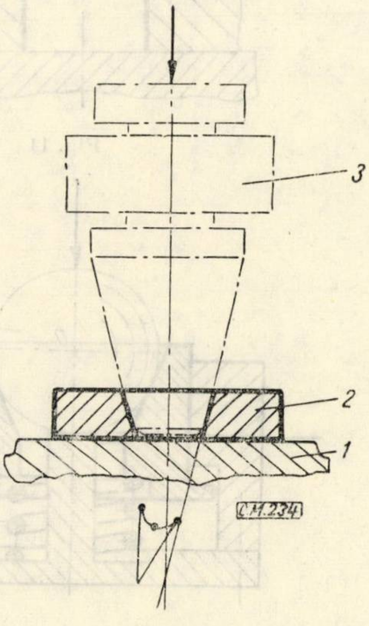


Fig. 9

— Pentru aşezarea pieselor cu suprafeţe sferice interioare sau exterioare, reprezentarea după Gavrilov nu indică simbolizarea. În construcţia de maşini şi aparate se întîlnesc numeroase piese cu suprafeţe sferice interioare sau exterioare la care sînt necesare anumite operaţii de prelucrare, control sau asamblare, care reclamă aşezarea în dispozitive tocmai pe aceste suprafeţe. În figurile 11 şi 12 se prezintă schematizat bazarea suprafeţelor sferice exterioare folosind conuri interioare fixe şi, respectiv, conuri interioare mobile, iar în figurile 13, 14 şi 15 se reprezintă bazarea aceloraşi suprafeţe folosind inele fixe sau mobile. În figurile 16 şi 17 este reprezentată schematizat aşezarea pieselor cu suprafeţe sferice interioare folosind suprafeţe sferice exterioare fixe şi, respectiv, mobile.

— O altă limită a reprezentării după Gavrilov se referă la aşezarea pieselor cu suprafeţe profilate. Dacă aşezarea pe suprafeţe filetate este simbolizată, nu acelaşi lucru se poate spune despre aşezarea pe suprafeţe canelate exterioare sau interioare, fără a mai vorbi de distincţia care s-ar impune în cazul bazării pe aceste suprafeţe în ceea ce priveşte aşezarea pe vîrful, fundul sau flancul canelurilor.

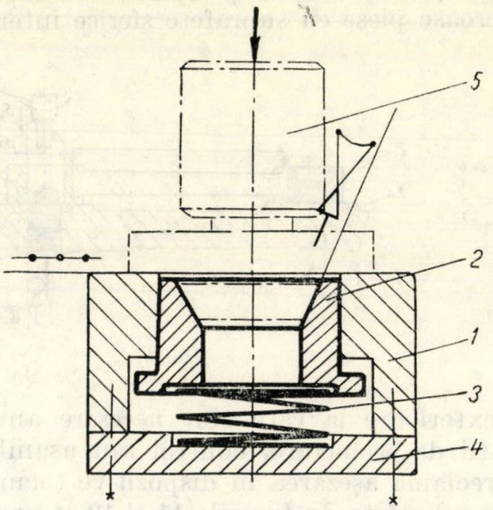


Fig. 10

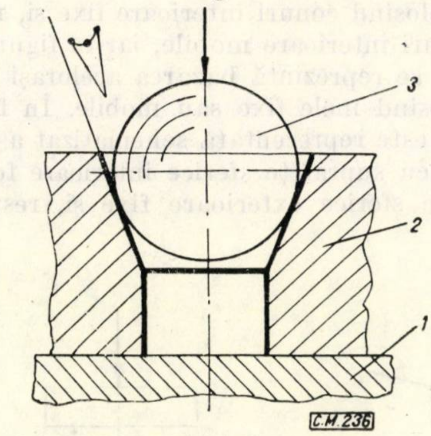


Fig. 11

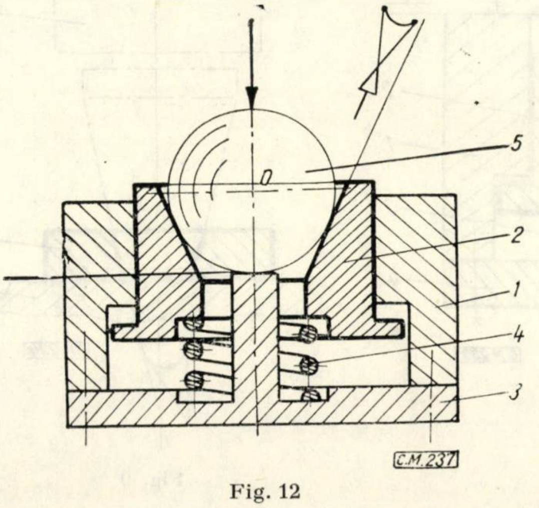


Fig. 12

— O ultimă observaţie critică a reprezentării după Gavrilov vizează simbolizarea reazemelor auxiliare. Reprezentarea nu face distincţie între reazemele auxiliare cu autoaşezare sau cele cu aşezare ulterioară, distincţie cerută de mărirea gradului de precizare al schemelor de bazare pe linia creşterii operativităţii în proiectarea şi execuţia dispozitivelor. În figurile 18, 19 şi 20 sînt reprezentate aceste reazeme, punîndu-se în evidenţă astfel deosebirile constructive şi funcţionale.

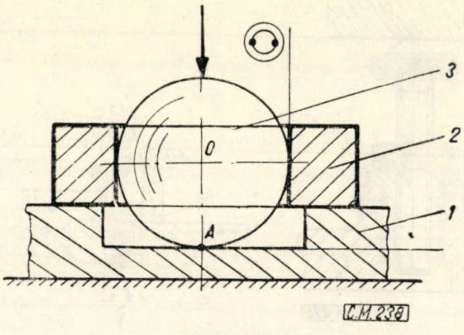


Fig. 13

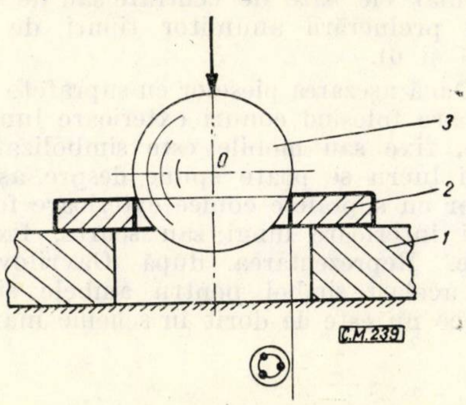


Fig. 14

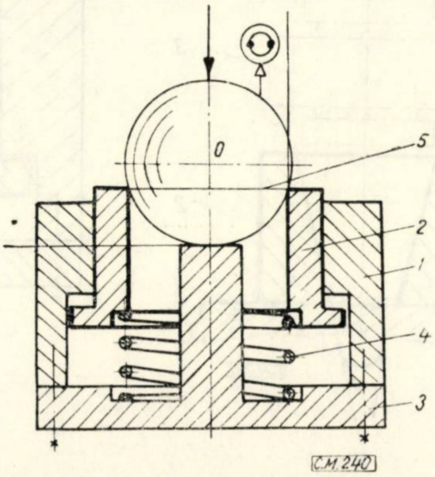


Fig. 15

Propuneri pentru înlăturarea deficienţelor reprezentării după Gavrilov în vederea îmbunătăţirii reprezentării bazării pieselor. Ţinînd seamă de corelația care există între creșterea operativității în proiectarea și execuția dispozitivelor și creșterea gradului de precizare al schemelor de bazare și fixare a dispozitivelor, autorii articolului s-au orientat către înlăturarea deficiențelor reprezentării propuse de Gavrilov urmărind în final unificarea și normalizarea simbolurilor folosite în schemele de bazare și fixare.

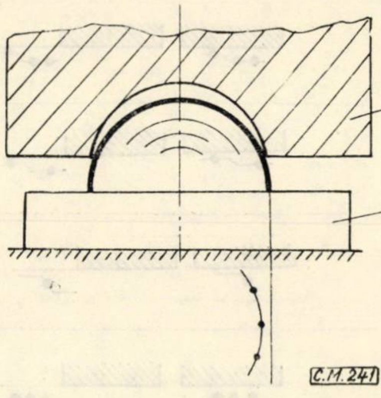


Fig. 16

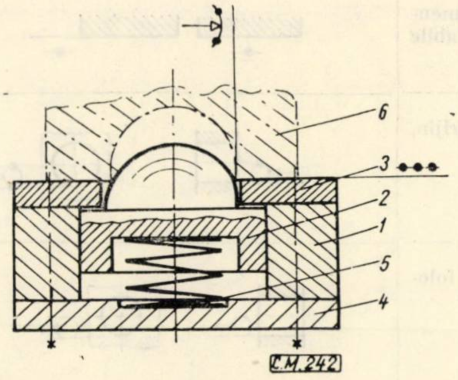


Fig. 17

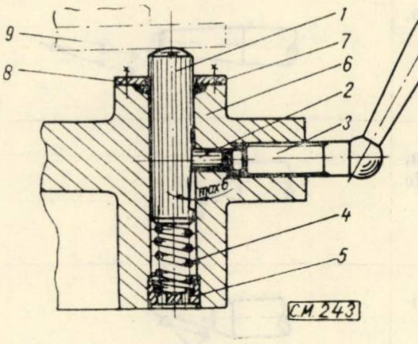


Fig 18

În tabela 1 sînt prezentate propunerile făcute de autori pentru reprezentarea convențională a bazării pieselor în cazurile în care reprezentarea după Gavrilov este deficitară.

La pozițiile 1—3 (tabela 1) se indică reprezentarea convențională a bazării suprafețelor plane cu denivelări folosind reazeme principale autoreglabile. Pe simbolul suprafeței de bazare, reprezentat cu denivelare, se plasează numărul corespunzător de grade de libertate preluate piesei (3, 2 sau 1), după cum este bază de așezare, ghidare sau sprijin.

Pe linia superioară a simbolului se plasează un singur punct, sugerînd ideea potrivit căreia pe o anumită suprafață de bazare nu poate fi folosit decît un singur reazem autoreglabil, restul reazemelor fiind din categoria celor fixe.

Bazarea pieselor pe suprafețe plane care prezintă abateri mari de la dimensiunile nominale, folosind reazeme reglabile, este reprezentată convențional la pozițiile 4, 5 și 6 din tabela 1. Liniuțele plasate sub linia pe care se reprezintă punctele corespunzător cu gradele de libertate preluate piesei sugerează posibilitatea reglării în înălțime a acestui tip de reazem.

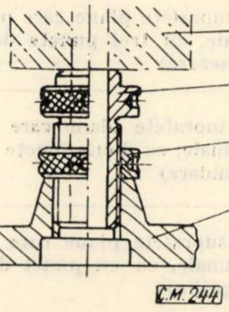


Fig. 19

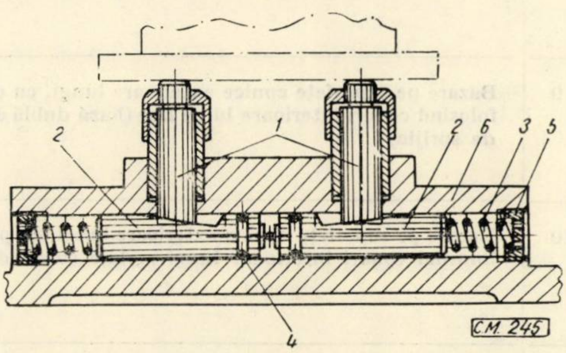
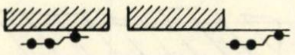
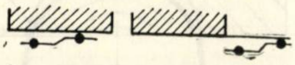
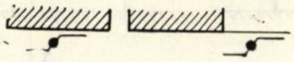
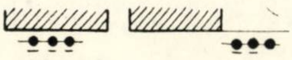
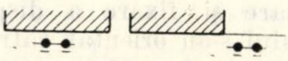
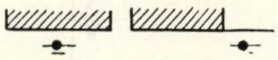
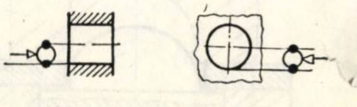
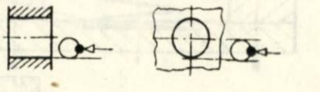
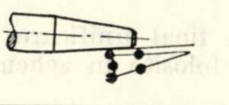
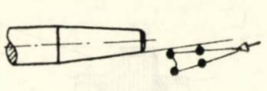
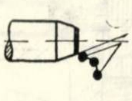
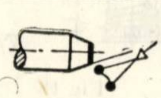
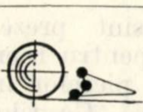


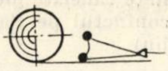
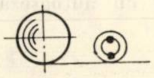
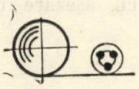
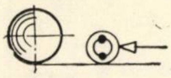
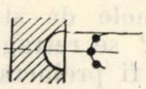
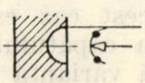
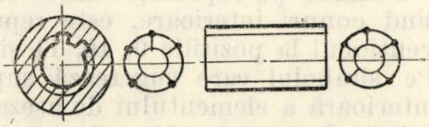
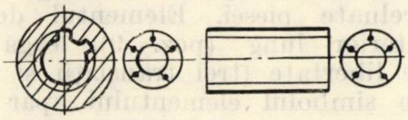
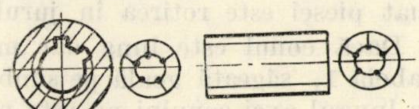
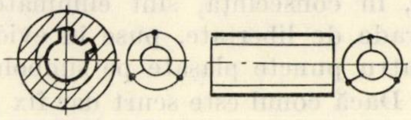
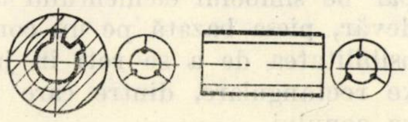
Fig. 20

La pozițiile 7 și 8 (tabela 1) s-a pus în evidență reprezentarea convențională a bazării pieselor pe suprafețe cilindrice interioare care sînt ele însești suprafețe de prelucrat în acele operații (cazurile prezentate în figurile 5 și 6). Mobilitatea în direcția axială a bolțului cilindric sau a celui frezat a fost pusă în evidență prin plasarea pe simbolul elementului a unei săgeți goale. După stabilirea poziției corecte a piesei *4* (fig. 5), dictată de toate elementele de bazare 1, 2, 3, și după fixarea acestor poziții prin ele-

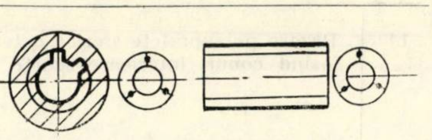
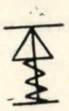
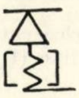
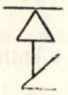
Tabela 1

Nr. ord.	Denumirea bazării	Reprezentarea convențională
1	Bazare pe suprafaţe plane care prezintă denivelări, cu trei puncte de sprijin, folosind reazeme autoreglabile (bază de aşezare)	
2	Bazare pe suprafeţe plane care prezintă denivelări, cu două puncte de sprijin, folosind reazeme autoreglabile (bază de ghidare)	
3	Bazare pe suprafeţe plane care prezintă denivelări, cu un punct de sprijin, folosind reazeme autoreglabile (bază de sprijin)	
4	Bazare pe suprafeţe plane care prezintă abateri mari de la dimensiunile nominale, cu trei puncte de sprijin, folosind reazeme reglabile (bază de aşezare)	
5	Bazare pe suprafeţe plane care prezintă abateri mari de la dimensiunile nominale, cu două puncte de sprijin, folosind reazeme reglabile (bază de ghidare)	
6	Bazare pe suprafeţe plane care prezintă abateri mari de la dimensiunile nominale, cu un punct de sprijin, folosind reazeme reglabile (bază de sprijin)	
7	Bazare pe suprafeţe cilindrice interioare, cu două puncte de sprijin, folosind bolţ cilindric rigid, mobil (bază de centrare)	
8	Bazare pe suprafaţe cilindrice interioare, cu un punct de sprijin, folosind bolţ frezat mobil (bază de sprijin)	
9	Bazare pe suprafeţe conice exterioare lungi, cu cinci puncte de sprjin, folosind conuri interioare lungi fixe (bază dublă de centrare plus o bază de sprijin)	
10	Bazare pe suprafeţe conice exterioare lungi, cu patru puncte de sprijin, folosind conuri interioare lungi mobile (bază dublă de centrare)	
11	Bazare pe suprafeţe conice exterioare scurte, cu trei puncte de sprijin, folosind conuri interioare scurte fixe (bază de centrare plus o bază de sprijin)	
12	Bazare pe suprafeţe conice exterioare scurte, cu două puncte de sprijin, folosind conuri interioare scurte mobile (bază de centrare)	
13	Bazare pe suprafeţe sferice exterioare, cu trei puncte de sprijin, folosind conuri interioare scurte fixe (bază de centrare plus o bază de sprijin)	

(continuare tabela 1)

Nr. ord.	Denumirea bazării	Reprezentarea convențională
14	Bazare pe suprafețe sferice exterioare, cu două puncte de sprijin, folosind conuri interioare scurte mobile (bază de centrare)	
15	Bazare pe suprafețele sferice exterioare, cu două puncte de sprijin, folosind inele de așezare ($D_{N\,inel} = D_{N\,sferă}$) (bază de centrare)	
16	Bazare pe suprafețe sferice exterioare, cu trei puncte de sprijin, folosind inele de așezare fixe ($D_{N\,sferă} > D_{N\,inel}$) (bază de centrare plus o bază de sprijin)	
17	Bazare pe suprafețe sferice exterioare, cu două puncte de sprijin, folosind inele de așezare mobile ($D_{N\,inel} < D_{N\,sferă}$) (bază de centrare)	
18	Bazare pe suprafețe sferice interioare, cu trei puncte de sprijin, folosind suprafețe sferice exterioare fixe (bază de centrare și sprijin)	
19	Bazare pe suprafețe sferice interioare, cu două puncte de sprijin, folosind suprafețe sferice exterioare mobile (bază de centrare)	
20	Bazare pe suprafețe canelate interioare sau exterioare lungi, cu cinci puncte de sprijin, cu centrare pe vîrful canelurilor (bază dublă de centrare plus bază de sprijin)	
21	Bazare pe suprafețe canelate interioare sau exterioare lungi, cu cinci puncte de sprijin, cu centrare pe flancul canelurilor (bază dublă de centrare plus bază de sprijin)	
22	Bazare pe suprafețe canelate interioare sau exterioare lungi, cu cinci puncte de sprijin, cu centrare pe fundul canelurilor (bază dublă de centrare plus o bază de sprijin)	
23	Bazare pe suprafețe canelate interioare sau exterioare scurte, cu trei puncte de sprijin, cu contactul pe vîrful canelurilor (bază de ghidare plus o bază de sprijin)	
24	Bazare pe suprafețe canelate interioare sau exterioare, cu trei puncte de sprijin, cu centrare pe fundul canelurilor (bază de ghidare plus o bază de sprijin)	

(continuare tab. 1)

Nr. ord.	Denumirea bazării	Reprezentarea convenţională
25	Bazare pe suprafeţe canelate interioare sau exterioare, cu trei puncte de sprijin, cu contactul pe flancul canelurilor (bază de ghidare plus o bază de sprijin)	
26	Reazem auxiliar cu autoaşezare	
27	Reazem auxiliar cu aşezare ulterioară (cu şurub-piuliţă)	
28	Reazem auxiliar cu aşezare ulterioară (cu pană şi plunjer)	

mentele şi mecanismele de strîngere (săgeţi pline), bolţul mobil *2* se retrage lăsînd suprafaţa liberă pentru a fi prelucrată. Retragerea bolţului mobil se poate comanda de către însăşi scula aşchietoare la deplasarea ei pe verticală, însă în acest caz este necesară o construcţie specială a capătului sculei aşchietoare. Această ultimă variantă nu se pretează la orice gen de prelucrare.

Bazarea pe suprafeţe conice exterioare, folosind conuri interioare, este reprezentată convenţional la poziţiile 9, 10, 11 şi 12 (tabela 1). Pe simbolul care sugerează suprafaţa conică interioară a elementului de aşezare se plasează numărul corespunzător de grade de libertate preluate piesei. Elementul de bazare, con interior lung (poz. 9), leagă cinci grade de libertate (trei translaţii şi două rotaţii). Pe simbolul elementului apar în consecinţă cinci puncte. Singurul grad de libertate nepreluat piesei este rotirea în jurul axei conului.

Dacă conul este lung dar mobil (poz. 10, tabela 1, săgeată goală pe simbol), deplasarea în lungul axei conului nu este preluată de con şi, în consecinţă, sînt eliminate numai patru grade de libertate, puse în evidenţă prin cele patru puncte plasate pe simbolul elementului.

Dacă conul este scurt dar fix (poz. 11, tabela 1), el nu preia decît cele trei translaţii, deci apar pe simbolul elementului trei puncte. În adevăr, piesa bazată pe un con scurt fix are posibilitatea de a se roti în jurul celor trei axe rectangulare, dintre care una este chiar axa conului.

Dacă conul este scurt dar mobil (poz. 12, tabela 1), deplasarea în lungul axei conului (pusă în evidenţă de săgeata goală) nu este preluată; conul scurt în acest caz preia piesei numai translaţiile în planul perpendicular pe axa sa, deci două grade de libertate.

Pe schemele din figurile 7, 8, 9 şi 10 s-au indicat simbolurile propuse în cazurile de bazare considerate.

Bazarea pe suprafeţele sferice exterioare folosind conuri interioare este reprezentată convenţional la poziţiile 13 şi 14 din tabela 1. Conul fix (poz. 13, tabela 1) elimină piesei cele trei translaţii, deci pe simbolul elementului s-au plasat trei puncte. Conul mobil (poz. 14, tabela 1) leagă piesei numai două translaţii, rămânînd nepreluate trei rotaţii şi translaţiai în lungul axei conului. Mobilitatea elementulu de bazare este sugerată de săgeta goală plasată pe simbolul elementului.

Dacă pentru bazarea suprafeţelor sferice exterioare se folosesc inele, se pot ivit trei cazuri redate în figurile 13, 14 şi 15 şi simbolizate la poziţiile 15, 16, 17 (tabela 1). Dacă sfera trece prin inel în limitele unui joc funcţional, inelul de bazare joacă rolul unei baze de centrare, legînd piesei două grade de libertate (fig. 13). Pe simbolul elementului de aşezare (poz. 15, tabela 1) se plasează în acest caz două puncte corespunzătoare numărului gradelor de libertate preluate piesei. Dacă sfera nu trece prin inelul de aşezare, iar acesta este fix în dispozitiv (fig. 14), piesei i se elimină trei grade de libertate (trei translaţii). Simbolizarea în acest caz este redată de poziţia 16, tabela 1. În sfîrşit, dacă sfera nu trece prin inelul de aşezare, iar acesta este mobil (fig. 15), piesei i se răpesc două grade de libertate (două translaţii), simbolizarea fiind redată în acest caz la poziţia 17, tabela 1.

Cazurile de bazare a pieselor cu suprafeţe sferice interioare folosind baze sferice exterioare, redate în figurile 16 şi 17, sînt simbolizate la poziţiile 18 şi 19, tabela 1. Pe arcul de cerc simbolizînd suprafaţa sferică a elementului de aşezare se plasează numărul de grade de libertate preluat piesei de elementul de bazare : toate translaţiile în cazul figurii 16, caz simbolizat la poziţia 18, tabela 1, şi două translaţii în cazul reprezentat în figura 17 şi simbolizat la poziţia 19, tabela 1.

La poziţiile 20 ÷ 25, tabela 1, sînt indicate simbolizările bazării pieselor pe suprafeţe canelate exterioare sau interioare, lungi sau scurte. Cele două cercuri concentrice sugerează vîrfurile şi, respectiv, fundurile canelurilor, iar liniile radiale ce leagă aceste cercuri sugerează flancurile canelurilor.

Punctele corespunzătoare gradelor de libertate preluate piesei se plasează pe cercul exterior, pe cercul interior sau pe liniile radiale, după cum bazarea se realizează pe vîrfuri, pe fundul sau pe flancul canelurilor.

Dacă bazarea pieselor se realizează pe dorn sau bucşe canelate lungi, li se răpesc acestora cinci grade de libertate. Pe simbolul elementului de aşezare se vor plasa cinci puncte (poz. 20, 21, 22, tabela 1). Singurul grad de libertate rămas este translaţia în lungul axei dornului sau bucşei canelate.

În cazul dornurilor sau bucşelor canelate scurte sînt eliminate trei grade de libertate, şi anume : două translaţii în planul perpendicular pe axa elementului canelat şi o rotaţie în jurul axei elementului. Simbolizarea în acest caz este redată la poziţiile 23, 24, 25, tabela 1.

Reazemele auxiliare cu autoaşezare (fig. 18), aşezare ulterioară cu şurub (fig. 19) sau cu pană (fig. 20) sînt simbolizate la poziţiile 26, 27 şi, respectiv, 28, tabela 1.

Concluzii. În stabilirea simbolurilor propuse în tabela 1, autorii au pornit de la rolul funcţional şi caracteristica constructivă a elementului de bazare simbolizat. Aceşti parametri şi-au pus amprenta asupra schematizării elementului. De asemenea, s-a avut în vedere (pentru reazemele principale) numărul gradelor de libertate preluate piesei ce se aşază pe un anumit element. Lucrul acesta s-a concretizat în numărul punctelor plasate pe simbolul elementului.

Cazurile de bazare ale căror simboluri convenţionale sînt propuse în tabela 1 nu sînt creaţii pur teoretice, ci au fost depistate de autori din problemele curente impuse de practica proiectării dispozitivelor.

Multiplele avantaje ale reprezentării schemelor de bazare după ideea lui Gavrilov, arătate de autori în numărul 6—7/1966 al revistei „Construcţia de Maşini'' şi propunerile de înlăturare a deficienţelor acestor reprezentări prezentate în articolul de faţă dau posibilitatea creării unei priviri unitare în problema reprezentării schemelor de bazare, ca prim pas pe calea unificării şi normalizării simbolurilor folosite la bazarea pieselor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anserov, M. A.* Prisposoblenia dlea metallorejuşcih stankov. Moscova, Maşghiz, 1960.

[2] *Gavrilov, A. N.* Albom prisposoblenii dlea metallorejuşcih stankov primeneaemîh v priborostroenii. Moscova, Maşghiz, 1958.

[3] *Stănescu, I.* şi *Tache, V.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[4] *Tache, V.* şi *Brăgaru, A.* Cu privire la aşezarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrarea pe maşini-unelte. În : Construcţia de Maşini, nr. 6—7, 1966.

CZ 621.822.2.032.001.24 ; 6.001.13

Calculul şi proiectarea lagărelor hidrostatice axiale

Dr. ing. Mustafa R. MUSTAFA

În lucrarea [1] au fost deduse relaţiile generale privind parametrii de bază ai lagărelor hidrostatice, şi anume : portanţa, debitul de lubrifiant, puterea consumată şi rigiditatea. Pentru deducerea unor concluzii cu valabilitate generală, cum şi din punct de vedere al calculelor practice, interesează punerea relaţiilor generale sub formă adimensională. În prezent, spre deosebire de lagărele hidrodinamice, în acest domeniu nu există cifre adimensionale intrate în uz comun ; mai mult, propunerile existente se referă numai la unii parametri ai lagărului.

Tabela 1

Parametru	Alimentare prin intermediul unui drosel	Alimentare directă
Portanţă	$\frac{p_m}{k_p\, p_{i0}} = \frac{1+\nu}{1+\nu\delta^3}$ $\frac{p_m}{k_p\, p_p} = \frac{1}{1+\nu\delta^3}$	$\frac{p_m}{k_p\, p_{i0}} = \frac{1}{\delta^3}$ $p_{i0} = p_p$
Debit de lubrifiant	$\frac{q\eta}{k_q h_0^3 p_p} = \frac{\delta^3}{1+\nu\delta^3}$	$\frac{q\eta}{k_q h_0^3\, p_p} = 1$
Frecare	$\frac{F h_0}{k_F\, \eta v A} = \frac{1}{\delta}$	$\frac{F h_0}{k_F\, \eta v A} = \frac{1}{\delta}$
Putere totală consumată	$\frac{N}{\eta v^2 h_0} = k'_N \frac{1}{\delta} + k''_N (1+\nu\delta^3)\delta^3$ $k'_N = k_F \frac{A}{h_0^2}; k''_N = \frac{k_q}{\eta_p k_p^2}\left(\frac{p_m\, h_0}{\eta_v}\right)^2$	$\frac{N}{\eta v^2\, h_0} = k_N \frac{1}{\delta} + k''_N\, \delta^6$
Rigiditate	$\frac{c\, h_0}{A_{p_m}} = 3\, \frac{\nu\, \delta^2}{(1+\nu\delta^3)}$	$\frac{c h_0}{A_{p_m}} = 3\, \frac{1}{\delta}$

În tabela 1 sînt date valorile parametrilor ce caracterizează funcţionarea lagărelor sub formă adimensională, conform propunerilor autorului. Relaţiile adimensionale au fost calculate pe baza ecuaţiilor (13), (18), (19), (20), (21) (24), (32), (36), (37), (40), şi (43) din lucrarea [1] şi exprimate în funcţie de grosimea relativă $\delta = \frac{h}{h_0}$; sistemul de alimentare a fost luat în considerare prin raportul :

$$\nu = \frac{R}{R_{i0}}.$$

Relaţiile de mai sus puse sub forma adimensională permit studierea sub multiple aspecte a lagărelor hidrostatice, precum şi deducerea unor concluzii generale cu privire la influenţa diferiţilor factori asupra funcţionării lagărelor.

În figurile 1—7 sînt reprezentate diagramele parametrilor care caracterizează funcţionarea lagărelor, funcţie de grosimea minimă relativă. S-au reprezentat parametrii referitori la alimentare directă, cum şi cu drosel, pentru mai multe valori ale lui ν.

Examinarea diagramelor duce la următoarele concluzii :

— în toate cazurile, respectiv sub aspectul portanţei (fig. 1), al puterii totale pierdute prin frecare (fig. 5), al rigidităţii (fig. 7), reazemul cu alimentare directă este superior celui cu drosel. După cum s-a mai menţionat, intrebuinţarea acestui sistem la reazemele prevăzute cu mai multe buzunare devine însă neeconomică ;

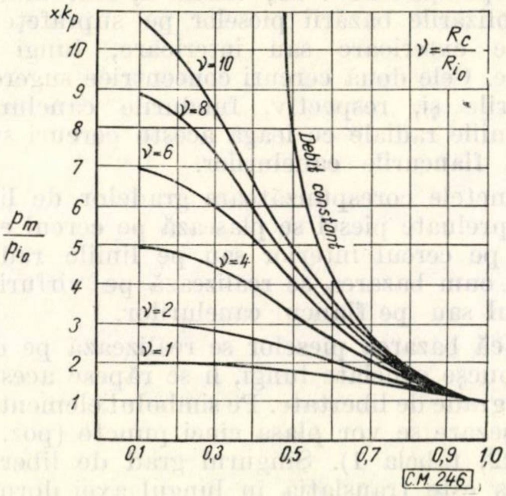


Fig. 1

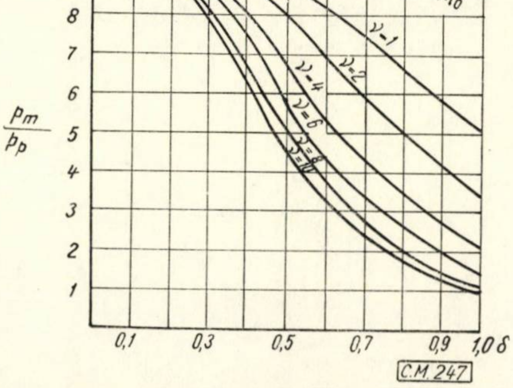


Fig. 2

— creşterea raportului ν face ca, pentru anumite valori ale lui δ, portanţa (fig. 1) şi rigiditatea (fig. 7) lagărelor alimentate cu drosel să fie comparabile cu cele ale lagărelor cu alimentare directă ; în schimb, pierderile de presiune (fig. 2) şi implicit puterea totală consumată (fig. 6) cresc ;

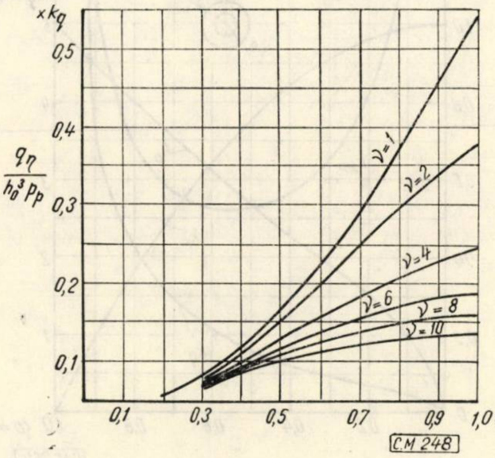


Fig. 3

— diagramele din figurile 5 şi 6 arată că există un anumit joc relativ optim, la care puterea totală consumată este minimă. La fel, pentru lagărele alimentate prin intermediul unui drosel, există un joc relativ la care rigiditatea prezintă un maximum (fig. 7). În ambele cazuri, valorile lui δ se află cuprinse între δ = 0,5—0,7, ceea ce este un indiciu foarte preţios pentru proiectarea reazemelor. Se menţionează însă faptul că, la aceste valori, portanţa lagărului (fig. 1, 2) este destul de mică. De aceea, proiectarea acestor lagăre trebuie făcută diferit în funcţie de scopul urmărit ; portanţa maximă sau puterea consumată minimă, respectiv rigiditatea maximă. În acest ultim caz, proiectarea trebuie pornită de la jocul optim dintre fus şi cuzinet, care se poate determina fie din diagramele din figurile 5, 6, 7 fie analitic. Astfel, pentru lagărul cu alimentare directă (fig. 5), pe baza relaţiei analitice din tabela 1 se poate deduce jocul optim, căruia îi corespunde puterea totală consumată minimă :

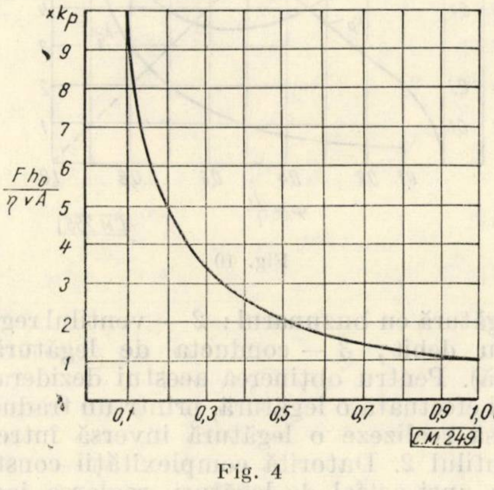


Fig. 4

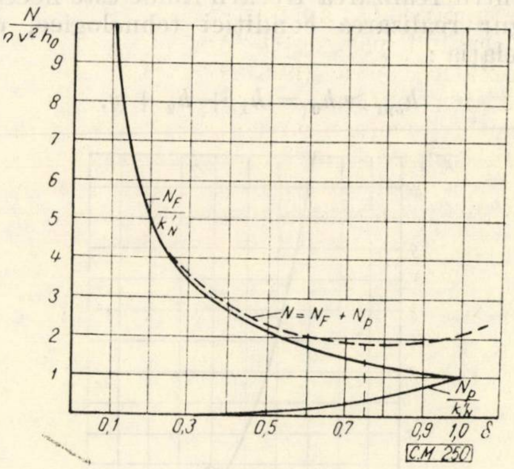


Fig. 5

$$\delta_{opt} = \sqrt{\frac{h'_N}{3\,k''_N}}, \tag{1}$$

respectiv :

$$h_{opt} = h_0 \sqrt[4]{\frac{k'_N}{3\,k''_N}}. \tag{2}$$

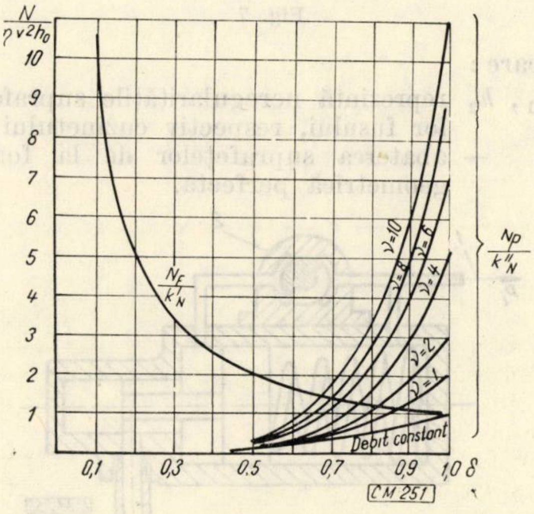


Fig. 6

Rigiditatea maximă se obţine în cazul alimentării prin intermediul unui drosel (ecuaţia corespunzătoare din tabela 1) la un joc optim :

$$\delta_{opt} = \sqrt[3]{\frac{2}{\nu}}, \tag{3}$$

respectiv :

$$h_{opt} = h_0 \sqrt[3]{\frac{2}{\nu}}. \qquad (4)$$

Pentru realizarea frecării fluide este necesară desigur realizarea condiţiei tehnologice, date de relaţia :

$$h_{opt} > h_0 = h_1 + h_2 + y, \qquad (5)$$

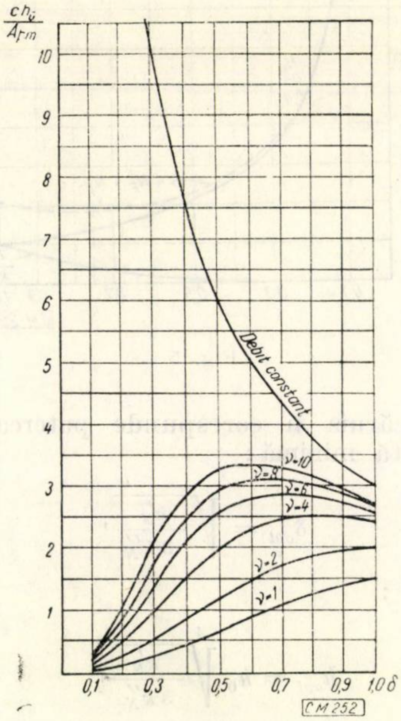


Fig. 7

în care :

h_1, h_2 reprezintă neregularităţile suprafeţelor fusului, respectiv cuzinetului ;

y — abaterea suprafeţelor de la forma geometrică perfectă.

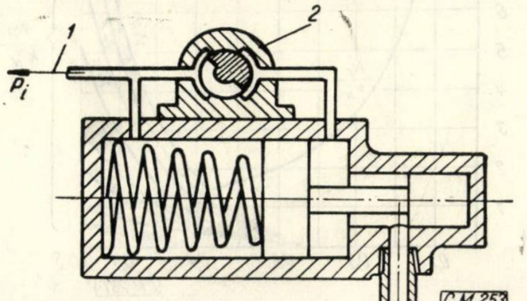


Fig. 8

De aceea, în unele cazuri, mai ales atunci cînd sarcina variază într-un domeniu foarte mare, această condiţie poate să împiedice realizarea unei rigidităţi maxime. În acest caz, mărirea rigidităţii se poate obţine prin reglarea automată a rezistenţei droselului, păstrîndu-se

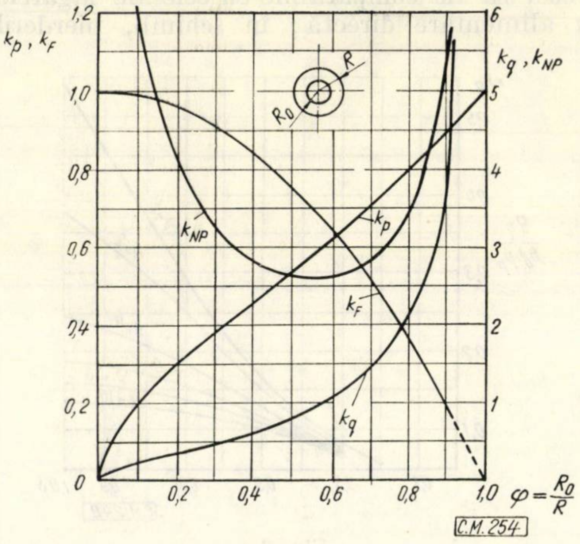


Fig. 9

h constant, ceea ce se realizează prin întrebuinţarea unor drosele cu debit reglabil. Un astfel de drosel este arătat în figura 8 (*1* — conducta

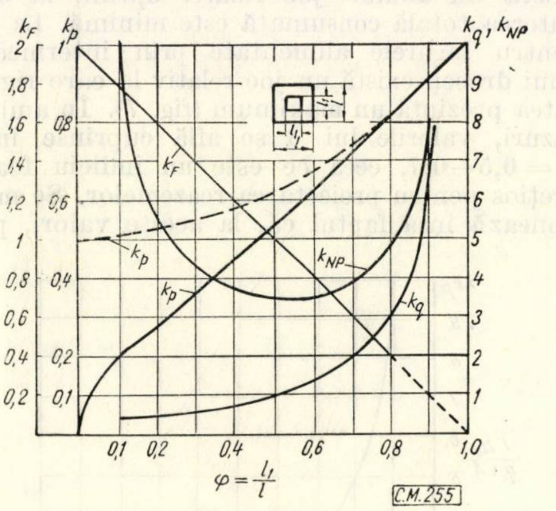


Fig. 10

de legătură cu buzunarul ; *2* — ventilul reglabil pentru debit ; *3* — conducta de legătură la pompă). Pentru obţinerea acestui deziderat ar trebui efectuată o legătură, printr-un traductor, care să realizeze o legătură inversă între joc şi ventilul *2*. Datorită complexităţii constructive a unei astfel de legături, reglarea jocului se face în prezent pe baza presiunii p_i.

Influenţa formei şi mărimii buzunarului asupra parametrilor de bază ai reazemului se poate studia prin intermediul coeficienţilor k_p, k_q, k_F şi k_{NP}. Astfel, în figurile 10 şi 11 sînt reprezentaţi aceşti coeficienţi în funcţie de raportul φ dintre suprafaţa buzunarului şi suprafaţa reazemului, pentru două forme de reazem : circular (fig. 9) şi pătrat (fig. 10). Pentru suprafaţa circulară diagramele s-au trasat pe baza relaţiilor analitice deduse în lucrarea [1]. Pentru suprafaţa pătrată, pe lîngă valorile analitice, pentru coeficientul k_p s-au întrebuinţat şi valorile (trasate cu linie plină în diagramă) date în lucrare [2] şi care au fost calculate după metoda analogică.

Constatările sînt următoarele :

— o dată cu creşterea lui φ, creşte k_p şi implicit portanţa reazemului, ceea ce îşi are explicaţia în faptul că, pe măsura măririi buzunarului, porţiunea pe care acţionează presiunea p_i este mai mare.

În cazul suprafeţelor pătrate, pentru valori mici ale lui φ, diferenţele între valorile lui k_p, calculate pe baza unei distribuţii liniare a presiunii [1] şi cele deduse pe baza metodei analogice devin apreciabile, ceea ce arată că ipoteza respectivă nu mai este valabilă pentru valoarea $\varphi < 0{,}3$;

— aşa cum este normal, mărirea suprafeţei buzunarului, respectiv a lui φ, va duce la creşterea coeficientului de debit k_Q, care devine apreciabilă la valori mari ale lui φ. Ca urmare, la aceste valori va creşte puterea necesară pentru pomparea lubrifiantului ;

— în ceea ce priveşte coeficientul k_F, se constată o micşorare a acestuia la creşterea lui φ. Se menţionează însă faptul că acest coeficient, în forma în care a fost dedus, ia în considerare numai frecarea corespunzătoare zonelor de deasupra pragurilor, astfel încît, în realitate, ţinînd seamă şi de existenţa frecărilor din buzunar, valorile vor fi mai mari şi în orice caz nu se vor anula pentru valoarea $\varphi = 1$ (din aceste motive pentru valori mari ale lui φ, curba s-a trasat prin linii întrerupte) ;

— un indiciu preţios în ceea ce priveşte influenţa formei şi mărimii buzunarelor asupra puterii consumate pentru pomparea lubrifiantului, îl dă coeficientul k_{NP}. Se constată că există o valoare optimă a lui $\varphi = 0{,}5-06$, la care coeficientul k_{NP} prezintă un minimum. La această valoare optimă există o bună concordanţă între valorile lui k_p deduse pe baza relaţiei analitice din tabela 1 [1] şi a metodei analogice.

Pentru calculul practic al reazemelor axiale, factorii constructivi şi funcţionali care determină comportarea în exploatare a unui reazem hidrostatic pot fi grupaţi în trei categorii :

— factori dimensionali, respectiv parametri legaţi de forma şi dimensiunile suprafeţei A şi ale buzunarului A_i, cum şi raportul dintre ele ;

— factori legaţi de grosimea peliculei de lubrifiant h_0, h, δ, respectiv alimentarea reazemului , direct sau prin drosel ; în acest caz va interveni şi raportul $\nu = \frac{R_c}{R_{i0}}$;

— factori funcţionali, cum ar fi portanţa, debitul, puterea consumată totală şi rigiditatea.

Legătura între aceşti factori (care este fie directă — relaţiile din tabela 1 — fie prin intermediul coeficienţilor k_p, k_Q, k_F, k_{NP} etc.) este multiplă şi complexă, astfel încît nu se poate imagina o singură metodică de calcul al acestor reazeme, ci proiectarea trebuie efectuată, pe de o parte, în funcţie de datele avute, iar pe de altă parte, în funcţie de scopul urmărit : reazeme cu portanţă maximă sau cu putere totală consumată minimă, respectiv rigiditatea maximă. Evident, ca în oricare alt domeniu din construcţia de maşini, datele iniţiale de la care se porneşte imprimă calculului fie un caracter de dimensionare, fie un caracter de verificare. Particularizarea metodei de calcul urmează să se facă pentru un singur caz, celelalte aspecte de calcul putîndu-se înscrie în linii mari în această metodică.

Date iniţiale sînt : forţa P, viteza relativă v, condiţiile de exploatare ; se cere proiectarea reazemului la care puterea consumată totală să fie minimă.

În funcţie de condiţiile de exploatare se aleg forma reazemului şi cuplul de material fus-cuzinet.

Se alege lubrifiantul : conform unei temperaturi ipotetice de funcţionare a lagărului t'_m se determină viscozitatea lubrifiantului.

Puterea totală consumată depinde, în cazul alimentării directe, numai de jocul relativ δ, iar în cazul alimentării prin drosel şi de raportul $\nu = \frac{R_c}{R_{i0}}$.

La alimentarea directă din diagrama *5* sau relaţia (1) se determină jocul relativ optim δ_{opt} ; în continuare se procedează în felul următor :

— fie se alege un joc iniţial h şi se determină grosimea peliculei de lubrifiant $h = \delta h_0$, care trebuie să îndeplinească condiţia :

$$h > h_1 + h_2 + y\,;$$

— fie se determină grosimea peliculei de lubrifiant din condiţia tehnologică :

$$h = 1{,}2\,(h_1 + h_2 + y)$$

şi apoi jocul iniţial $h_0 = \frac{h}{\delta}$. Factorul 1,2 joacă rolul unui coeficient de siguranţă.

La alimentarea prin drosel se alege un anumit raport $\nu = \frac{R_c}{R_{i0}}$; dată fiind condiţia iniţială pusă, se va lua o valoare mică a lui ν, procedîndu-se apoi analog ca la punctul precedent. O dată determinat jocul iniţial h_0, se poate calcula R_{i0} conform relaţiei (1) din lucrarea [1], apoi R_c, şi cu ajutorul relaţiei (3) (din lucrarea [1]), alegînd diametrul tubului capilar d_c, se determină lungimea tubului l_c (sau invers).

În funcţie de forma suprafeţei se aleg coeficienţii φ, φ_b, φ_l. După cum s-a menţionat, valorile optime recomandate sînt cuprinse între 0,5 şi 0,6. Se determină apoi coeficientul k_p din tabela 1 [1] sau figurile 9, 10 şi, alegînd suprafaţa exterioară a reazemului A, se calculează $p_m = \frac{P}{A}$, obţinîndu-se apoi cu ajutorul relaţiei (22) sau (23) [1], sau diagramei din figurile 1 şi 2 valoarea presiunii pompei p_p. Se poate proceda şi invers : alegînd presiunea pompei p_p se poate calcula p_m şi apoi determina A. Cunoscînd valoarea lui φ rezultă implicit dimensiunile buzunarului.

În cazul alimentării directe, deşi teoretic $p_{i0} \simeq p_p$, date fiind pierderile de presiune din conducta de alimentare, se recomandă ca $p_{i0} \approx 0,85\, p_p$.

Cunoscînd valoarea lui δ şi ν se poate calcula cu ajutorul relaţiilor din tabela 1 sau al diagramelor *4*, *5*, *6* şi *7* debitul de lubrifiant, puterea consumată şi, dacă este necesar, rigiditatea reazemului.

Se calculează temperatura medie de funcţionare a lagărului [1]. Pentru verificare, trebuie ca această temperatură să fie aproximativ egală cu temperatura ipotetică t'_m luată la începutul calculului.

Debitul de lubrifiant q, cum şi presiunea de alimentare p_p, servesc pentru alegerea pompei, iar puterea totală consumată, pentru calculul economic al maşinii respective.

Un aspect mai dificil îl prezintă cazul în care sarcina care lucrează asupra lagărului este variabilă între anumite limite $\frac{P_{max}}{P_{min}} = x$.

În acest caz se recomandă să se facă calculul astfel încît jocul optim h_{opt} să corespundă sarcinii medii $P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$. Acest joc optim trebuie să fie în acelaşi timp media aritmetică a jocului minim h_{min}, corespunzător forţei maxime P_{max}, şi a jocului maxim h_{max}, corespunzător forţei minime P_{min}, respectiv :

$$h_{opt} = h_{med} = \frac{h_{max} + h_{min}}{2},$$

pe de altă parte :

$$\frac{P_{max}}{P_{min}} = x = \frac{h^3_{max}}{h^3_{min}}.$$

Din cele două ecuaţii se găseşte :

$$h_{min} = \frac{2h_{opt}}{1+\sqrt[3]{x}}.$$

Evident :

$$h_{min} > h_1 + h_2 + y.$$

Această metodică de calcul se poate extinde asupra lagărelor axiale cu mai multe buzunare sau asupra ghidajelor. În acest caz, forţa care revine unui buzunar va fi :

$$P_i = \frac{P}{i},$$

unde :

P este forţa totală care lucrează asupra lagărului sau ghidajului ;

i — numărul buzunarelor.

Date constructive. Jocul dintre fus şi cuzinet depinde de o serie de factori, şi anume : precizia prelucrării, dimensiunile reazemului, viteza relativă, abaterea suprafeţelor de la forma geometrică perfectă, limitele de variaţie ale temperaturii, cuplul de material etc. Desigur nu este posibil să se ia în considerare totalitatea acestor factori. Practic determinarea grosimii se face pe baza relaţiei (1) care reprezintă oarecum o condiţie tehnologică. Alegerea înălţimii microasperităţilor h_1, h_2, respectiv y, trebuie să fie în concordanţă cu metoda şi precizia prelucrării.

Există în prezent unele relaţii empirice pentru determinarea grosimii minime a peliculei de lubrifiant. Astfel, pentru viteza $v \leqslant 3$ m/s se recomandă [2] :

$$h_{min} > \sqrt[4]{L \times 10^{-3}},$$

în care L reprezintă cea mai mare dimensiune liniară a reazemului.

În acest caz sau în cazul cînd grosimile peliculei se determină din calcul, se recomandă o astfel de prelucrare încît media pătratică a înălţimilor microasperităţilor suprafeţelor să nu întreacă 25% din grosimea minimă, iar abaterea faţă de suprafaţa plană (y), 30% din valoarea lui h_{min}.

La viteze mai mari, pentru micşorarea frecării se recomandă ca valoarea jocului să se mărească peste cea calculată anterior cu cantitatea :

$$\Delta h \cong (\lg 200\, v - 1)\, 2,54 \times 10^{-3}\ \text{cm},$$

în care v este viteza relativă în m/s.

Practic, valoarea jocului dintre fus şi cuzinet variază între 0,025 şi 0,28 mm.

Forma şi numărul buzunarelor depind de tipul reazemului, precum şi de linia de acţiune a sarcinii. Buzunare circulare centrale se întrebuinţează numai în cazul lagărelor axiale mici şi cu sarcina acţionînd centric. În cazul unei excentricităţi a sarcinii (fig. 11,*a*) datorită înclinării fusului, există pericolul unui contact metalic. În acest caz, este recomandabil să se întrebuinţeze două buzunare (fig. 11,*b*). În cazul lagărelor de dimensiuni mai mari, însăşi construcţia reazemului cere efectuarea mai multor buzunare (fig. 12,*a*,*b*).

Pentru a asigura o presiune constantă pe suprafaţa buzunarului se recomandă adîncimea acestuia $h_i \approx (50-100)h_0$. Nu se impun condiţii tehnologice severe cu privire la precizia de prelucrare a buzunarului. Fundul buzunarului poate să nu fie paralel cu suprafaţa portantă. Marginile buzunarului înspre suprafaţa portantă se rotunjesc sau se teşesc. Este totuşi de recomandat o execuţie relativ îngrijită a buzunarului, deoarece existenţa unor microasperităţi prea mari sau a unor abateri substanţiale poate duce la crearea unui regim turbulent, ceea ce ar contribui la mărirea frecării în lagăr.

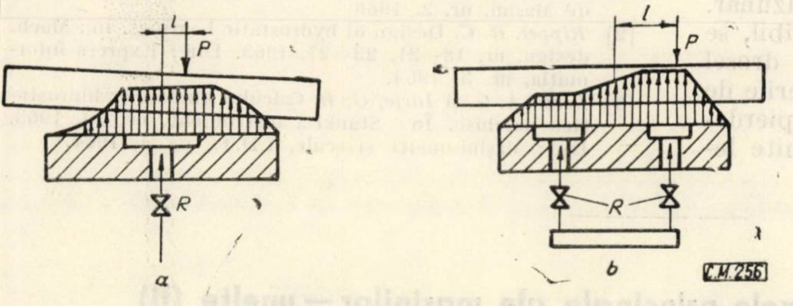


Fig. 11

Mărimea buzunarului influenţează sensibil parametrii de funcţionare ai lagărului prin coeficienţii k_p, k_q, k_F, k_{NP} etc. Pe lîngă constatările făcute anterior (fig. 9, 10), se menţionează că mărirea suprafeţei buzunarului duce la micşorarea suprafeţei efective, ceea ce poate avea consecinţe grave la o oprire temporară a circuitului de ulei. Experimental s-a constatat [2] că prin folosirea unor reazeme ca cele din figura 13, la care pe periferia buzunarului central — a cărui adîncime este de cîteva ori mai mare decît grosimea peliculei de lubrifiant (de exemplu, de 5 ori) — se execută buzunare mai adînci în care se aduce lubrifiant, se obţine acelaşi coeficient de portanţă. În cazul acţionării cu şoc a sarcinii se recomandă ca înălţimea camerei centrale să fie identică cu aceea a suprafeţei portante. La apropierea rapidă a celor două suprafeţe se creează o forţă de reacţie hidrodinamică care echilibrează sarcina exterioară. Pe acelaşi considerent, în cazul ghidajelor, se recomandă [3] forme de buzunar dreptunghiular alungite (fig. 14), numărul depinzînd de lăţimea ghidajului b. Varianta III se întrebuinţează pentru lăţimi $l/b_2 < 4$.

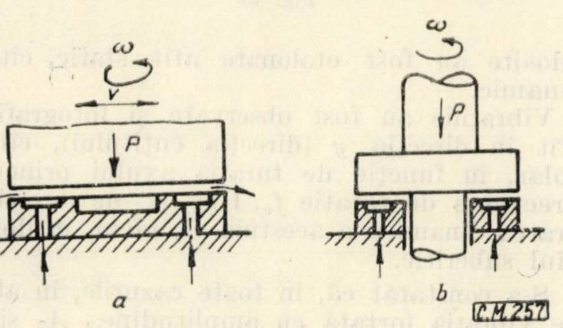


Fig. 12

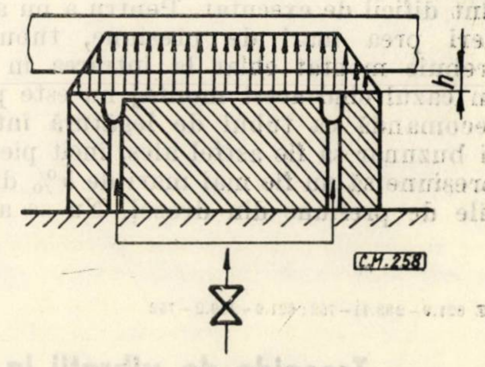


Fig. 13

Trebuie menţionat faptul că, la aceste forme de buzunar, frecarea din reazem creşte, şi anume pentru reazemele din figura 13 trebuie considerată şi frecarea din buzunarul central, iar pentru cele din figura 14 creşterea frecării se datoreşte măririi suprafeţei portante efective.

Recomandările cu privire la cuplul de material au în vedere faptul că, datorită opririi temporare a uleiului, deformaţiilor termice ale suprafeţelor în contact, oxidării uleiului, prezenţei particulelor solide în ulei, poate avea loc un contact metalic de durată mică. De aceea şi în acest caz se recomandă cupluri de antifricţiune; pentru lagăre axiale se recomandă cuplul oţel-bronz turnat, iar pentru ghidaje [3], fontă pe fontă sau în cazul cînd, datorită dimensiunilor mari, ghidajele sînt poroase, se recomandă placarea lor cu aliaje de zinc.

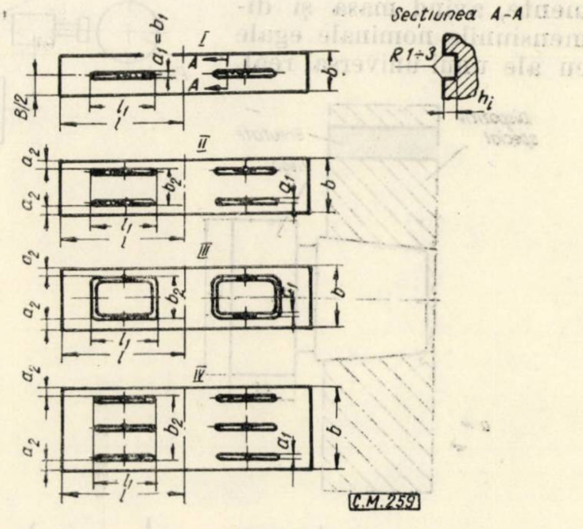


Fig. 14

După cum s-a menţionat, tipul de drosel cel mai întrebuinţat este tubul capilar Astfel de tuburi sînt similare cu acele medicinale întrebuinţate pentru injecţii. Diametrul interior al acestor tuburi este de 0,25—3,75 mm. Tuburile cu diametrul mai mic de 0,625 mm sînt dificil de executat. Pentru a nu avea pierderi prea mari de presiune, tubul capilar trebuie montat chiar la intrarea în buzunar. În cazul cînd acest montaj nu este posibil, se recomandă ca tubul de legătură între drosel şi buzunar să fie astfel ales, încît pierderile de presiune să nu fie mai mari de 5% din pierderile de presiune din drosel. Nu se admite legarea printr-un element elastic a droselului cu buzunarul, deoarece se pot naşte fenomene de instabilitate; legătura dintre pompă şi tubul capilar se poate efectua cu ajutorul unui element elastic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mustafa, R. M.* Reazeme hidrostatice. În: Construcţia de Maşini, nr. 2, 1968.

[2] *Rippel, H. C.* Design of hydrostatic bearings. În: Mach. design, nr. 18—21, 23—27, 1963. Din: Express informaţia, nr. 3, 1964.

[3] *Levit, A. G.* şi *Iurie, G. B.* Calculul ghidajelor hidrostatice deschise. În: Stanki i instrument, nr. 10, 1963. Din: Maşini-unelte şi scule, I.D.T., nr. 1, 1964.

CZ 621.9—233.11—752 : 621.9—229.2—752

Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor — unelte (II)

Dr. ing. Petre DODOC

Măsurările au fost efectuate pe strungul DZ 450. Au fost folosite două sisteme de prindere diferite (fig. 18, *a* şi 18,*b*), adică au fost folosite două oscilatoare cu proprietăţi diferite, la diferite excitaţii. Prinderea (fig. 18, *a*) a avut loc într-un universal ,,ideal'', fără bacuri sau alte elemente, avînd masa şi dimensiunile nominale egale cu ale unui universal real.

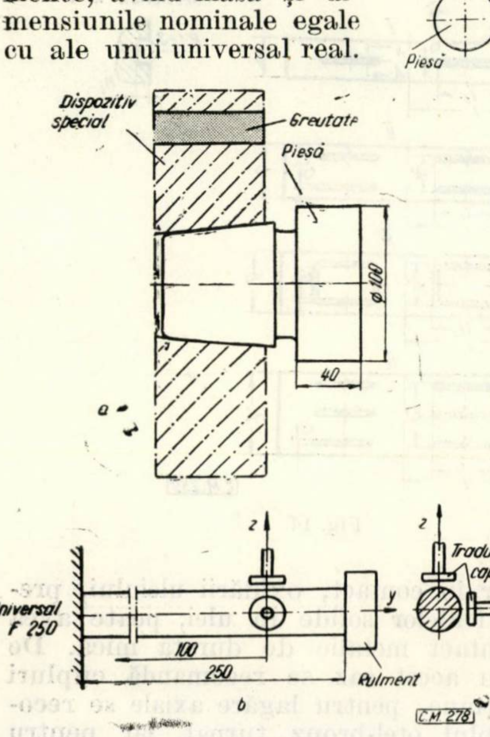


Fig. 18

Pentru înregistrarea fenomenelor, autorul a construit şi folosit schema redată în figura 19 (*1* — traductoare capacitive; *2* — oscilator 51C01, DISA; *3* — amplificator; *4* — detector de frecvenţă; *5* — filtru HP; *6* — filtru TP; *7* — amplificator DC, DISA; *8* — oscilograf catodic 51B00, DISA). Traductoarele capacitive folosite au fost etalonate atît static, cît şi dinamic.

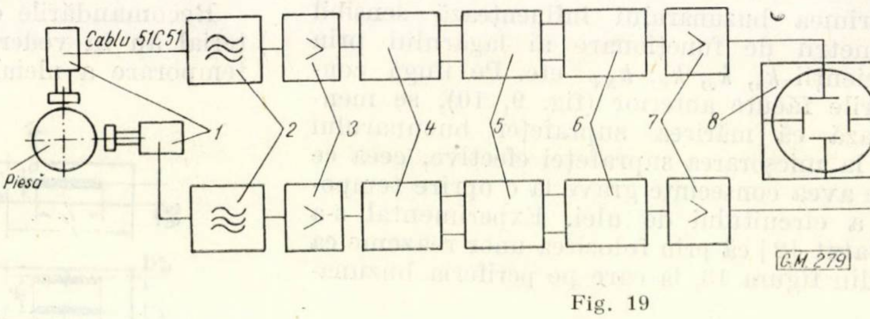


Fig. 19

Vibraţiile au fost observate şi fotografiate atît în direcţia y (direcţia cuţitului), cît şi polar, în funcţie de turaţia axului principal (frecvenţa de rotaţie f_n, Hz) şi de dezechilibrarea dinamică a acestuia U, gfcm, în domeniul subcritic.

S-a constatat că, în toate cazurile, în afară de vibraţia forţată cu amplitudinea A_n şi cu frecvenţa $f_n = n/60$, apar şi vibraţii proprii de frecvenţe f_{Ei} şi amplitudini A_{Ei}. Figura 20 arată că una din vibraţiile proprii este hotărîtoare; va fi numită vibraţie proprie principală, de amplitudine A_E şi de frecvenţă f_E.

Pentru determinarea frecvenţelor proprii ale sistemului din figura 18,*a* a fost ridicată curba de rezonanţă a acestuia (fig. 21) pentru o forţă de excitaţie $P = 1{,}5$ kgf. Figura 22 redă numai oscilaţiile cu diferite frecvenţe proprii ($f_n = 30$ Hz; $f_z = 30$ Hz). Printr-o analiză deosebit de atentă s-a stabilit că frecvenţele din tabloul de rezonanţă apar şi în timpul rotirii axului principal. Alte frecvenţe nu au fost stabilite. Prin filtrarea celorlalte frecvenţe s-a putut înregistra vibraţia proprie principală (fig. 23 : $f_E = 215$ Hz). Datorită mecanismului întreţinerii vibraţiei în frecvenţa proprie, amplitudinea acesteia este variabilă. Figura 23 arată că apariţia fenomenului de bătăi este posibilă. În general, predomină excitaţia prin şoc (fig. 24).

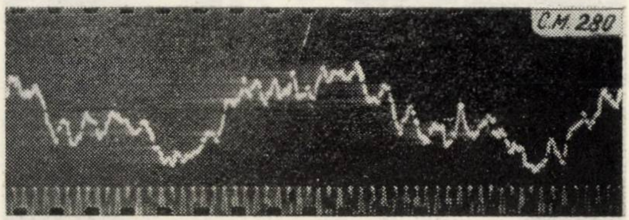


Fig. 20

Figura 25 arată traiectoria axei de rotaţie a piesei după mai multe rotaţii, produsă de dezechilibrarea sistemului. Amplitudinea A_n este mai mare în direcţia z decît în direcţia y, fapt care se explică prin variaţia rigidităţii şi prin variaţia solicitării. A_n creşte cu turaţia şi cu dezechilibrarea (fig. 26, respectiv 27).

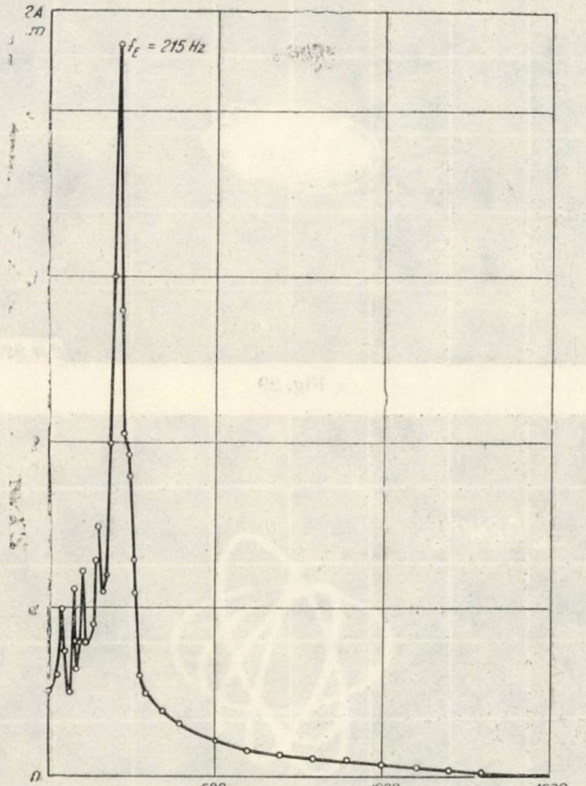


Fig. 21

Vibraţia proprie principală după mai multe rotaţii ale piesei (f_n a fost filtrată) este reprezentată în figura 28. Se observă că la $f_n = 27$ Hz nu există o anumită direcţie de vibrare, adică vectorul amplitudine A_E se roteşte.

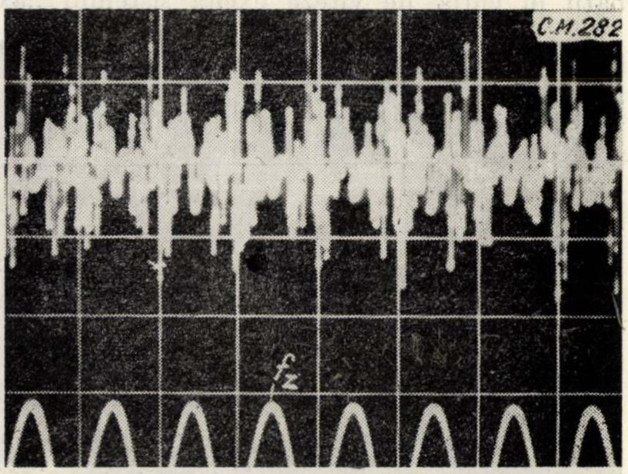


Fig. 22

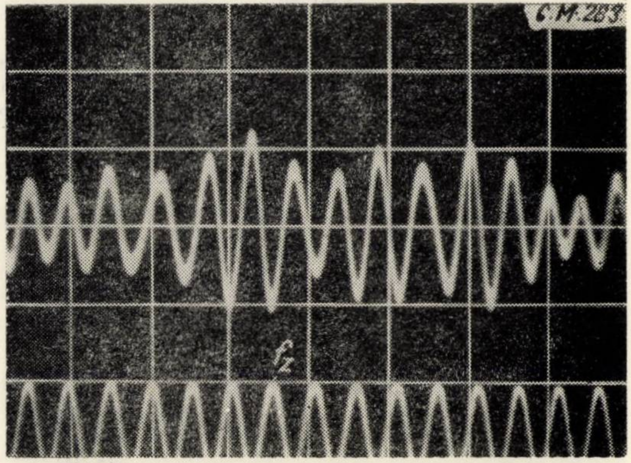


Fig. 23

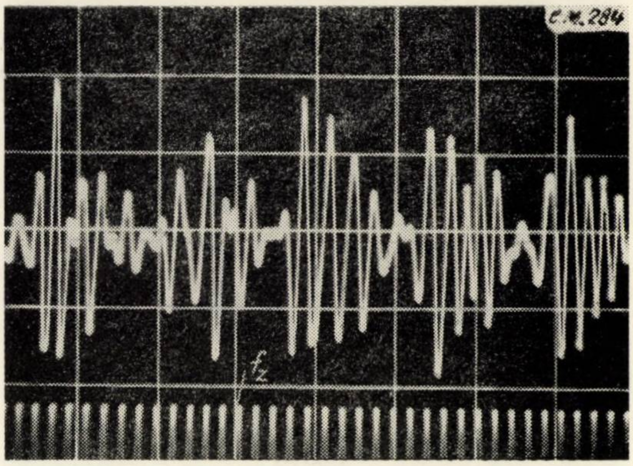


Fig. 24

Axul principal vibrează în frecvenţa proprie şi în cazul cînd în cutia de viteze (fig. 3) se roteşte numai axul II ($f_n = 0$). Pentru aceeaşi turaţie a motorului de antrenare ca în figura

28 a rezultat totuşi o amplitudine mai mică (fig. 29).

Se poate trage concluzia că diferite perturbaţii în cutia de viteze excită sistemul „ax principal-dispozitiv de prindere a piesei-piesă", atît în frecvenţa proprie principală, cît şi în frecvenţele proprii ale elementelor componente ale acestui sistem (fig. 21).

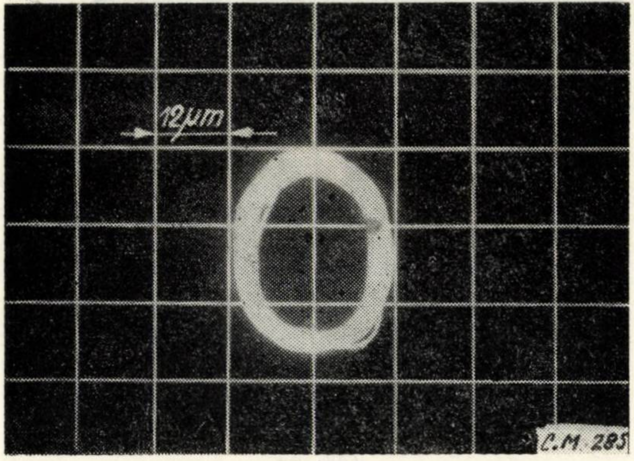


Fig. 25

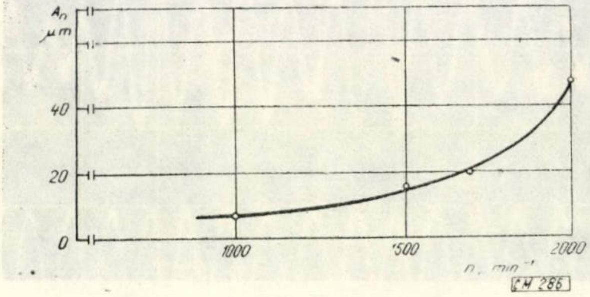


Fig. 26

Amplitudinea vibraţiei rezultante reprezintă un indice de calitate a cutiei de viteze şi se însumează la amplitudinea rezultantă a vibraţiilor proprii ale sistemului produse de dezechilibrarea proprie.

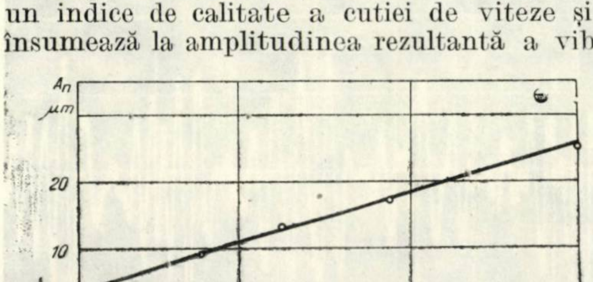


Fig. 27

Figura 30 arată clar că direcţia de vibrare se modifică mereu ; traiectoriile de vibraţii pot avea diferite forme, ca : dreaptă, spirală, elipsă şi cerc. Două traiectorii eliptice sînt arătate în figura 31.

Prin scoaterea din circuit a filtrelor de frecvenţă s-a putut observa şi înregistra traiectoria rezultantă. Prin reglarea continuă a frecvenţei de rotaţie a axului principal s-a putut varia traiectoria de vibraţii a axei de rotaţie a piesei. În acest mod s-a stabilit că axa de

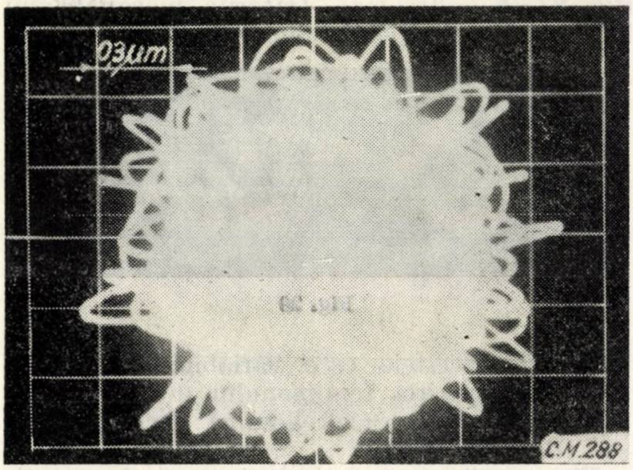


Fig. 28

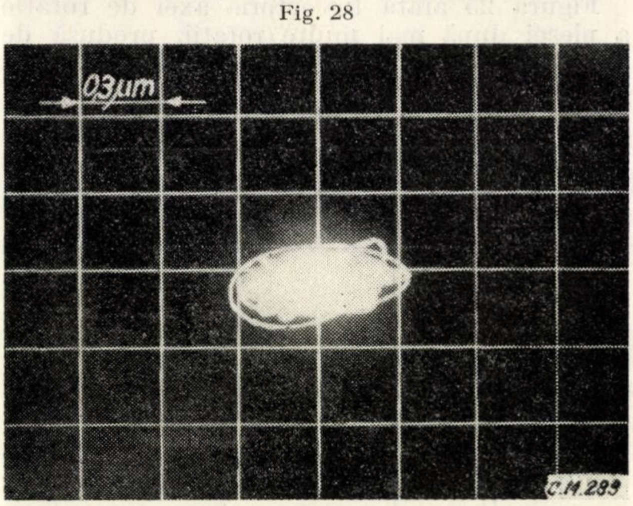


Fig. 29

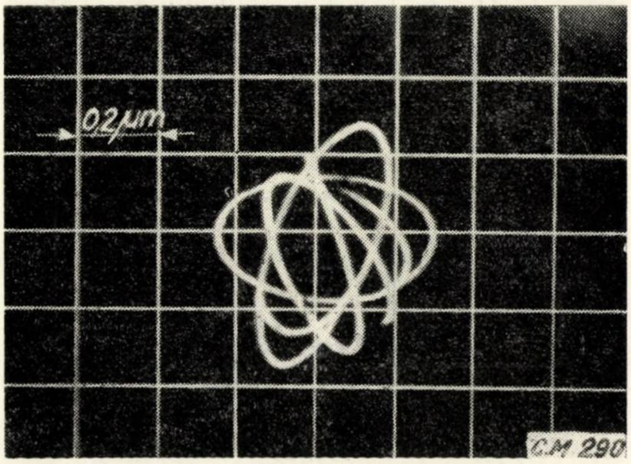


Fig 30

rotaţie a piesei descrie o trocoidă a cărei natură (epi sau hipo) şi formă depind de rapoartele frecvenţelor şi amplitudinilor. Figura 32 redă, de exemplu, două traiectorii de vibraţii pentru raportul frecvenţelor $m_f = f_E/f_n = 215/16 = 13{,}45$, la care frecvenţele $f > 250$ Hz au fost filtrate. Buclele hipotrocoidei se observă foarte clar.

Deoarece trocoidele de vibraţii se modificau foarte rapid, a fost imposibil să se obţină prin fotografiere două trocoide total identice. În afară de aceasta, forma trocoidei este influenţată puternic de temperatura maşinii ($m_A = A_E/A_n$ creşte cu temperatura).

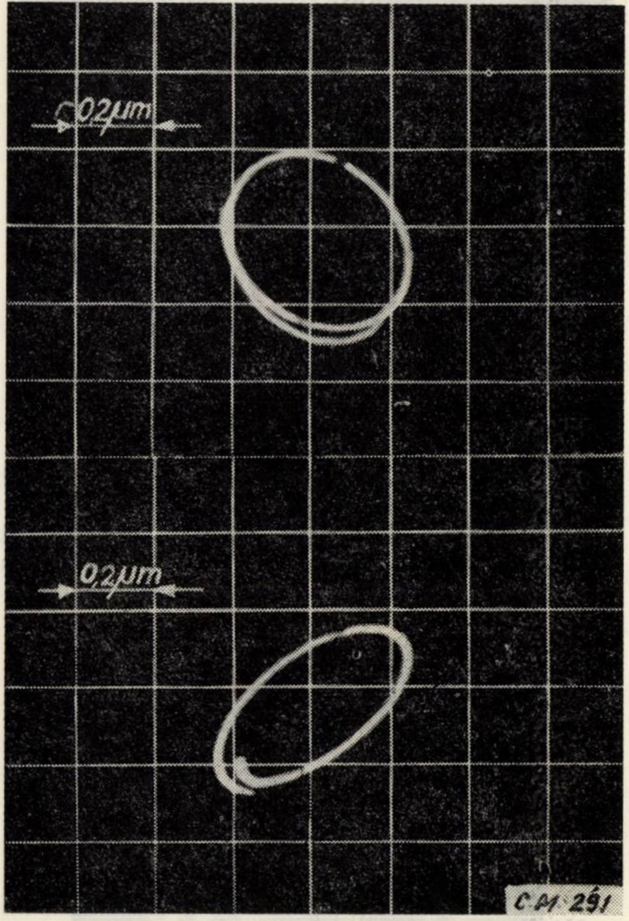


Fig 31

S-a putut stabili că numărul de bucle al trocoidei depinde numai de raportul dintre frecvenţa proprie principală şi frecvenţa rotaţiei m_{fn}.

O excepţie a rezultat la frecvenţa de rotaţie $f_n > 30$ Hz (a) $f_n = 32{,}5$ Hz ; b) $f_n = 34$ Hz ; c) $f_n = 34{,}5$ Hz ; d) $f_n = 35$ Hz), la care trocoida de vibraţii s-a modificat : amplitudinile au crescut foarte mult, iar traiectoria a devenit circular — translatorică cu patru ramuri (fig. 33). Alungirea ei în direcţia z se explică prin rigiditatea mai mică în această direcţie. Sistemul vibrează în frecvenţa de rezonanţă $f_E = 105/3$ (fig. 21), raportul frecvenţelor fiind $m_f = f_E/f_n = 105/35 = 3$.

Cu creşterea frecvenţei de rotaţie n şi a dezechilibrării dinamice U amplitudinile cresc, iar traiectoria de vibraţii a axei de rotaţie a piesei devine o hipotrocoidă cu două bucle (fig. 34).

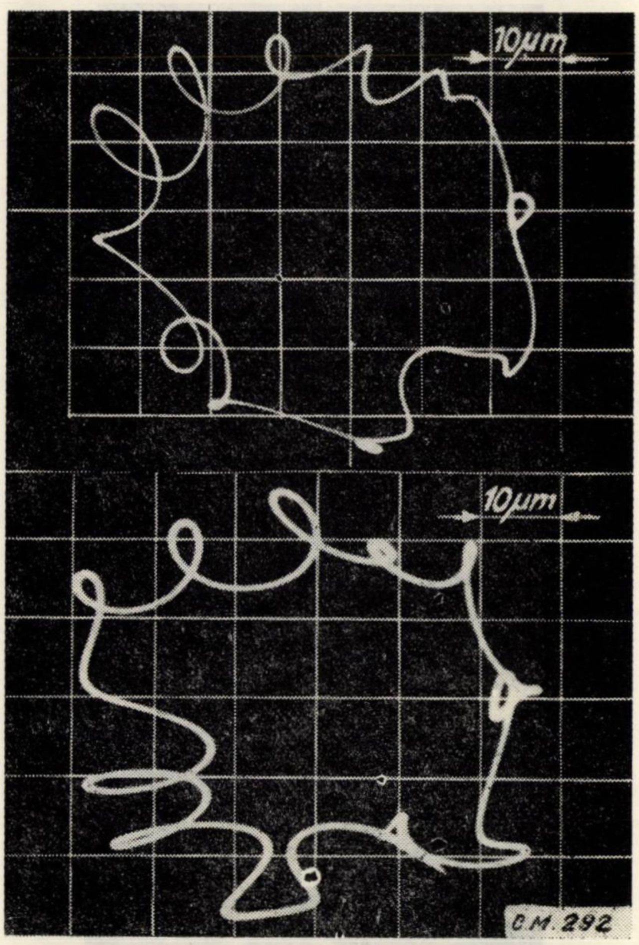


Fig. 32

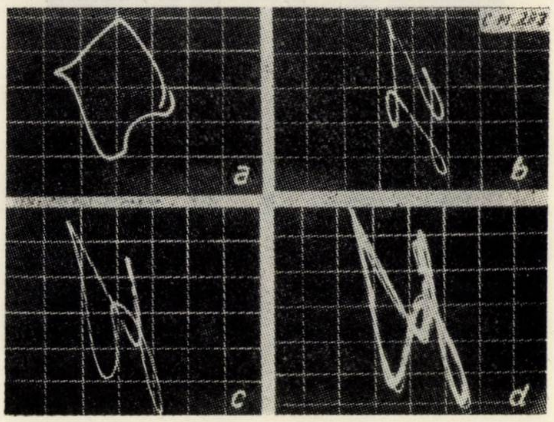


Fig. 33

Sistemul vibrează în frecvenţa de rezonanţă secundară $f_E = 35$ Hz (fig. 21), raportul frecvenţelor fiind $m \approx 1$. Prin urmare este posibil ca sistemul să intre simultan în două sau mai multe rezonanțe.

S-a constatat că sistemul descris este insuficient de potrivit pentru o cercetare mai precisă a trocoidelor de vibrații. De aceea s-a folosit un alt sistem care poseda o frecvență proprie mai joasă (fig. 18, *b*). La acest sistem, amplitudinile diferitelor vibrații proprii au fost foarte mici în comparație cu amplitudinea vibrației proprii principale (fig. 40, *b*).

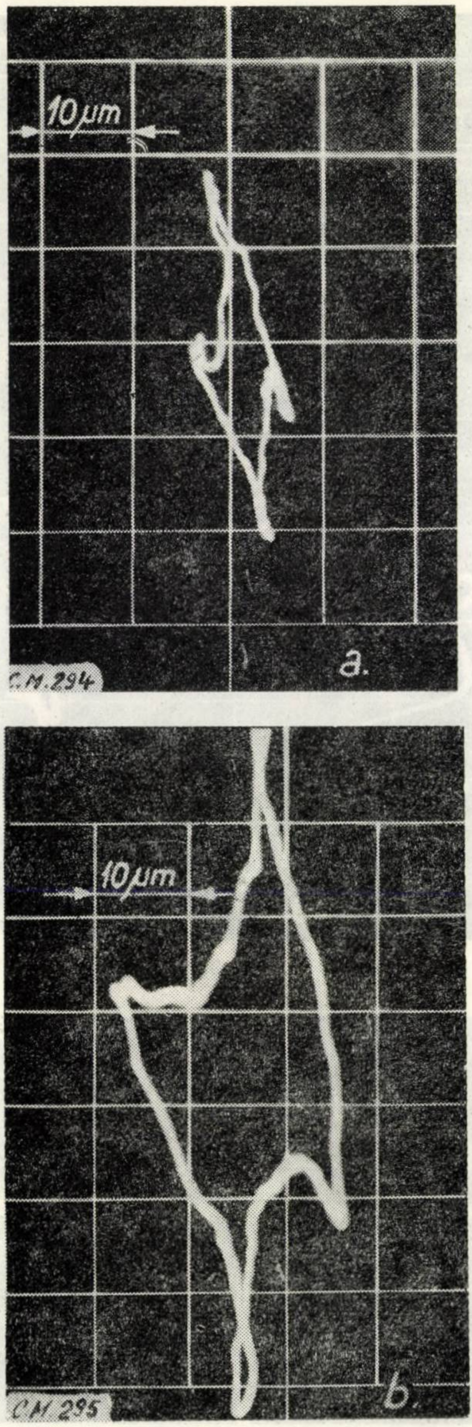


Fig. 34

Figura 35 arată că traiectoria axei de rotație a piesei, rezultată din trei vibrații circulare ($m_{f1} \approx 8$; $m_{f2} \approx 30$), este tot o trocoidă („complexă").

Două (sau mai multe) vibrații proprii translatorice pot avea direcții diferite. Figura 36 arată două vibrații ale căror direcții sînt perpendiculare.

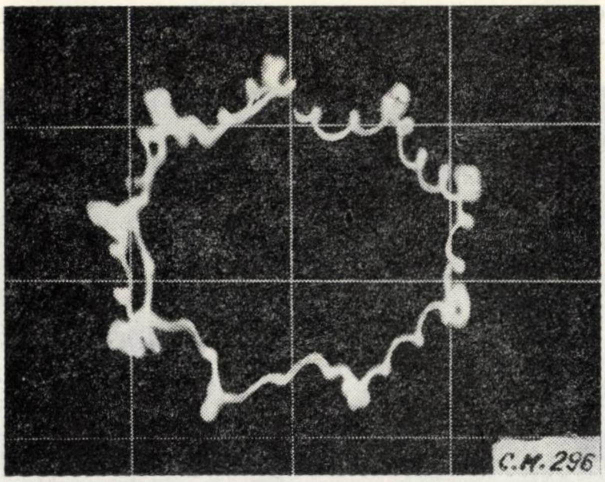


Fig. 35

Amplitudinile A_n și A_E au fost variate atît prin variația frecvenței de excitație, cît și prin deplasarea traductoarelor în direcția x.

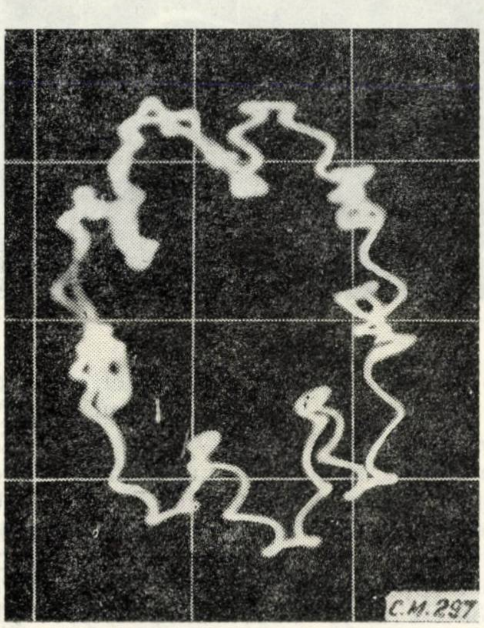


Fig. 36

Figura 37 arată variația amplitudinilor pe o lungime a piesei $l = 100$ mm, la raportul frecvențelor $m_f = f_E/f_n = 124/20,66 = 6$. Se observă că amplitudinile cresc cu lungimea, dar forma trocoidei se păstrează chiar după circa 4 000 de rotaţii ale piesei.

Pentru a obţine o imagine mai precisă asupra variaţiei amplitudinii oscilaţiei proprii principale, respectiv a raportului amplitudinilor în

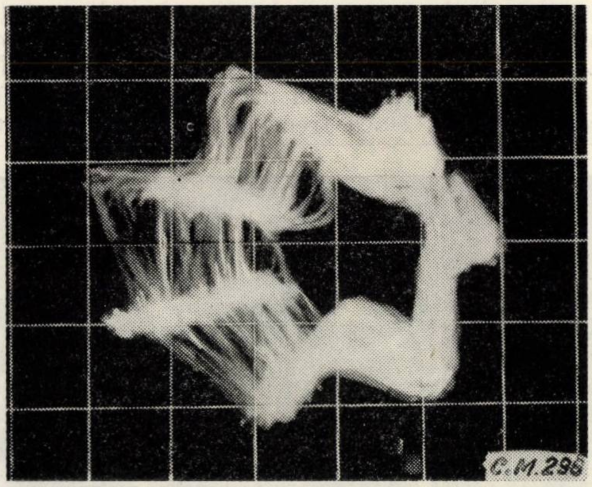


Fig. 37

funcţie de raportul frecvenţelor, s-a înregistrat traiectoria axei de rotaţie a piesei la diferite valori ale raportului frecvenţelor.

Din valorificarea oscilogramelor (fig. 40, *c*) a rezultat amplitudinea oscilaţiei proprii principale A_E în funcţie de turaţia axului principal n, respectiv de raportul frecvenţelor m_f, format din frecvenţa proprie principală $f_E = 124$ Hz şi frecvenţa de rotaţie aleasă f_n (fig. 38).

Se observă că, la toate valorile întregi ale raportului frecvenţelor, amplitudinea vibraţiei proprii principale A_E ia valori maxime şi că punctele corespunzătoare acestor valori A_4, $A_5 \ldots A_8$ se află pe o curbă asemănătoare cunoscutei curbe de rezonanţă la excitaţie prin dezechilibru subcritic.

Trebuie precizat că o astfel de curbă de rezonanţă rezultă pentru oricare altă frecvenţă proprie. Diferenţa constă doar în valoarea amplitudinii şi în poziţia maximelor.

Evident, prelucrarea piesei la rapoarte întregi ale frecvenţelor, adică la rezonanţe, trebuie evitată. Pentru a obţine amplitudini A_E mici ar trebui să se menţină un domeniu pentru partea zecimală a raportului frecvenţelor conform relaţiei :

$$0{,}15 < \pm m_{fu} \leqslant 0{,}5. \qquad (19)$$

Fixarea acestui domeniu se face în funcţie de amplitudinile admise. Cele mai mici amplitudini se obţin pentru $m_{fu} = 0{,}5$.

O cercetare vizuală şi fotografică deosebit de atentă a formei trocoidei de vibraţii în funcţie de raportul frecvenţelor pentru domeniul dezechilibrului subcritic ($m_f > 1$) a condus la următorul rezultat :

a) pentru domeniul $m_{fu} = +(0{,}0 \ldots 0{,}5)$, traiectoria axei de rotaţie a piesei este o hipotrocoidă cu numărul de maxime (bucle sau ramuri) $n_H = m_f + 1$;

b) la $m_{fu} = 0$, adică la poziţiile de rezonanţă A_4, $A_5 \ldots A_8$, traiectoria axei de rotaţie a piesei devine circular-translatorică, adică o trocoidă de rezonanţă sau trocoidă limită între hipo- şi epitrocoidă, cu numărul de maxime $n_H = m_f + 1$;

c) pentru $m_{fu} = -(0{,}0 \ldots 0{,}5)$, traiectoria este o epitrocoidă cu numărul de maxime $n_E = m_f - 1$.

Atît la $m_{fu} = 0$ (la rezonanţă), cît şi la $m_{fu} = 0{,}5$, are loc o schimbare a sensului de rotaţie a imaginii pe cadranul oscilografului, iar traiectoria axei de rotaţie a piesei se schimbă calitativ. Imaginea trocoidei se roteşte cu atît mai repede cu cît m_{fu} se apropie de valoarea 0,5.

Cele trei forme de trocoide apar la toate rapoartele frecvenţelor.

Trebuie menţionat că din cauza şocurilor pot apărea traiectorii circular-translatorice chiar pentru $m_{fu} \neq 0$.

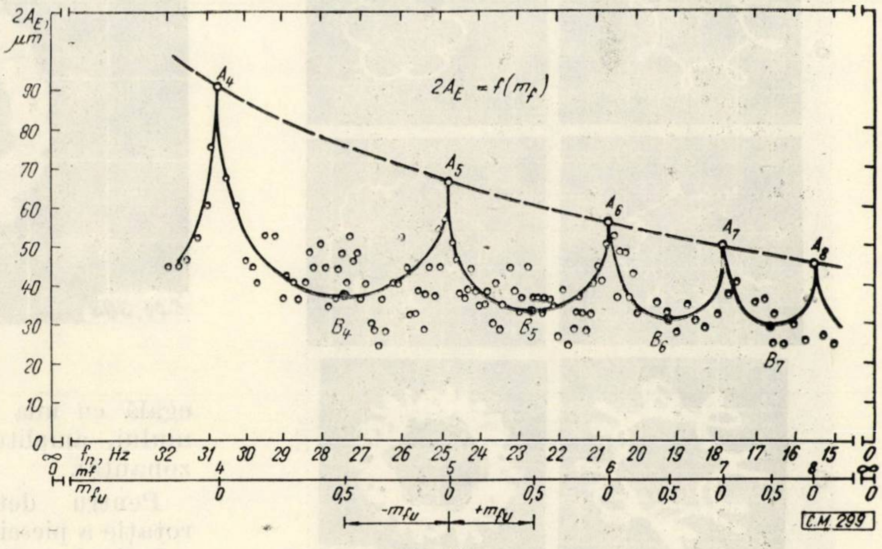


Fig. 38

Figura 39 redă traiectoriile hipotrocoidice, circular-translatorice şi epitrocoidice ale axei de rotaţie a piesei pentru rapoartele frecvenţelor $m_f \approx 3$, $m_f \approx 5$ şi $m_f \approx 8$.

Figura 40 arată traiectorii hipo- şi epitrocoidice, filtrate şi nefiltrate, pentru $m_f \approx 7$.

Traiectoriile filtrate, după două şi după mai multe rotaţii, pentru $m_f \approx 7$, sînt redate în figura 40,c.

În oscilogramele prezentate au fost filtrate frecvenţele $f_E > 250$ Hz.

Valabilitatea relaţiilor teoretice (5) a fost confirmată. Trocoidele pentru raportul frecvenţelor $m_f = 1$ pînă la 10 au fost verificate la diferite rapoarte ale amplitudinilor cu ajutorul a două oscilaţii electrice la oscilograf. Pentru $m_f = 1$ au rezultat elipse cu $n_H = 2$ pentru hipotrocoide şi cercuri cu $n_E = 0$ pentru epitrocoide. Valabilitatea relaţiilor (12) a fost confirmată. Traiectoriile de vibraţii pentru alte rapoarte ale frecvenţelor au fost identice celor din figura 39.

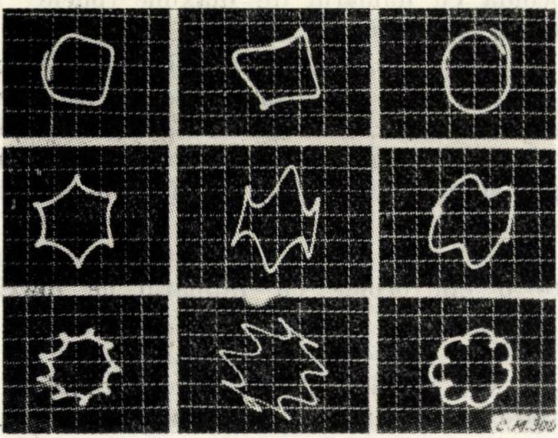


Fig. 39

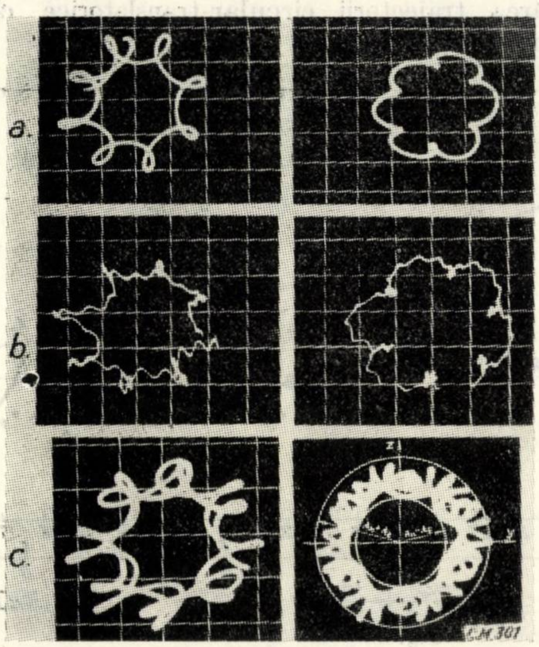


Fig. 40

Pentru determinarea traiectoriei axei de rotaţie a piesei la excitaţii armonice exterioare, sistemul vibrator a fost excitat cu un excitator electrodinamic Philips tip 9270/01 în direcţia y. Pentru orice valoare a raportului frecvenţelor apar traiectorii circular-translatorice pentru axa de rotaţie a piesei. Figura 41 arată două traiectorii după una şi după mai multe rotaţii ale piesei. Se observă că direcţia maximelor corespunde cu direcţia forţei de excitaţie. În toate cazurile, numărul maximelor este dat de relaţia (18 a). Dacă frecvenţa de excitaţie este egală cu una din frecvenţele proprii ale sistemului, amplitudinea creşte considerabil (rezonanţă).

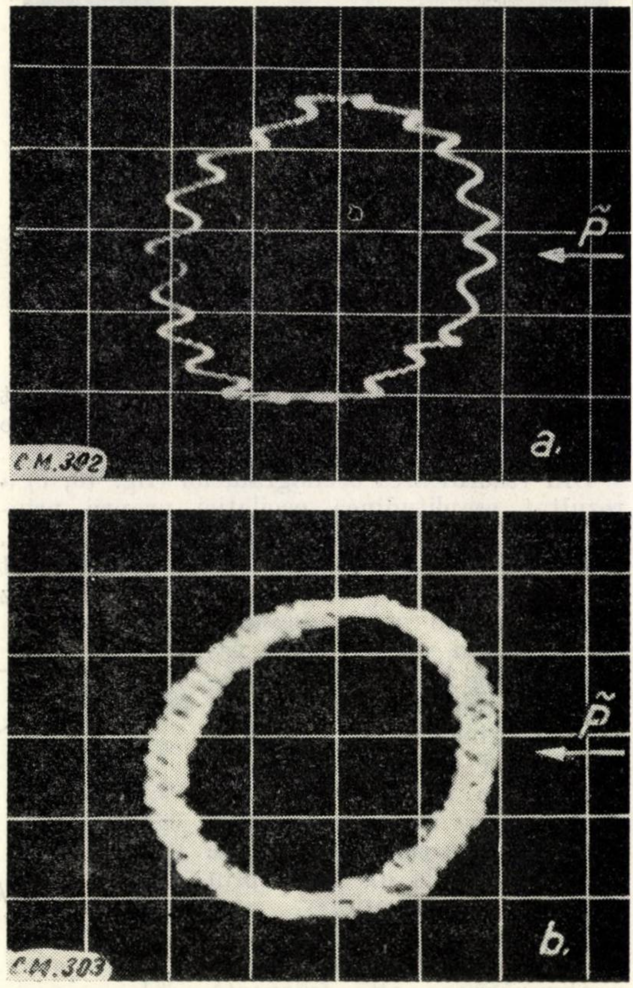


Fig. 41

Pentru determinarea traiectoriei axei de rotaţie a piesei la autoexcitaţii, în conul axului principal s-a fixat o piesă Ø 40 × 250 mm. Forţa de aşchiere a fost realizată mai întîi cu ajutorul unui dispozitiv Kordel.

Datorită forţei de aşchiere are loc o deplasare a piesei în direcţia forţei. Traiectoria axei de rotaţie a piesei, care, după cum s-a văzut, este o trocoidă, se modifică cu creşterea forţei ($P_a < P_b$), ea devine circular-translatorică, iar amplitudinea autovibraţiei creşte şi ea (fig. 42).

Maximele sînt orientate în direcția forței de așchiere, iar numărul lor este dat de relația (18 *b*).

La o altă încercare s-a folosit o piesă elastică (Ø 15 × 250 mm) fixată într-un universal cu trei bacuri. Producerea autovibrațiilor s-a realizat conform figurei 43, *a*. La lipsa contactului dintre piesă și sculă, axa de rotație descrie o trocoidă dată de vibrațiile de frecvențe f_u și f_{Ei} (fig. 43, *b*).

La contactul dintre piesă și sculă, cu creșterea forței de așchiere, crește și amplitudinea autovibrației care se adaugă la cea a vibrației proprii forțate (fig. 44, *c*), iar traiectoria axei de rotație a piesei devine circular-translatorică, în timp ce numărul de maxime rămîne constant. Și aici direcția maximelor corespunde cu direcția forței de așchiere (rezultantă). Se observă că amplitudinea A_E crește cu creșterea forței, în timp ce A_n rămîne constantă. La o anumită valoare a forței, raportul amplitudinilor a crescut brusc de la 1 la 5 (fig. 43, *f*), în timp ce traiectoria a rămas calitativ aceeași. O nouă creștere a forței de așchiere nu mai are nici un efect asupra traiectoriei axei de rotație a piesei. Saltul acesta reprezintă limita de stabilitate la autovibrații a sistemului vibrator.

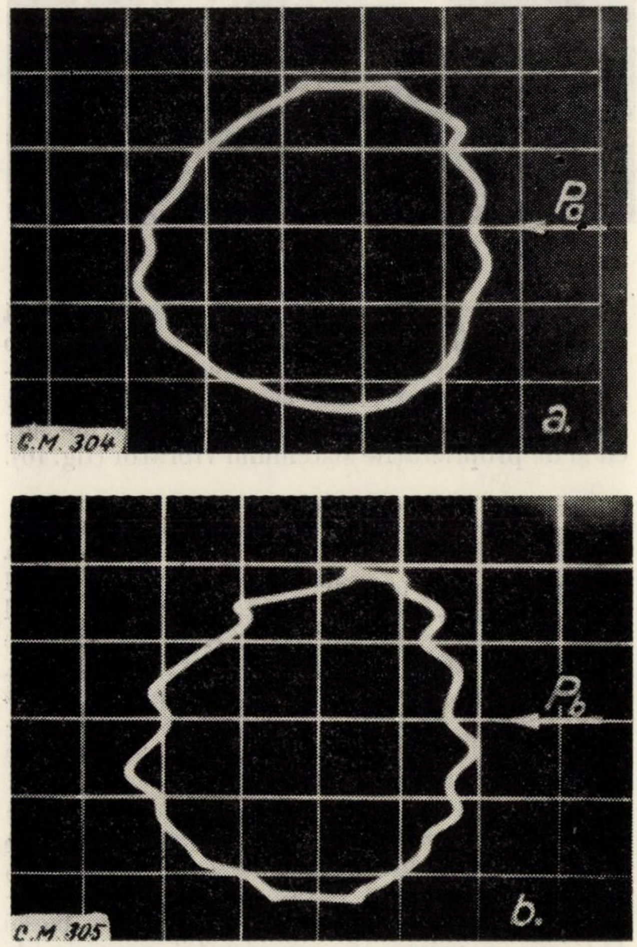


Fig. 42

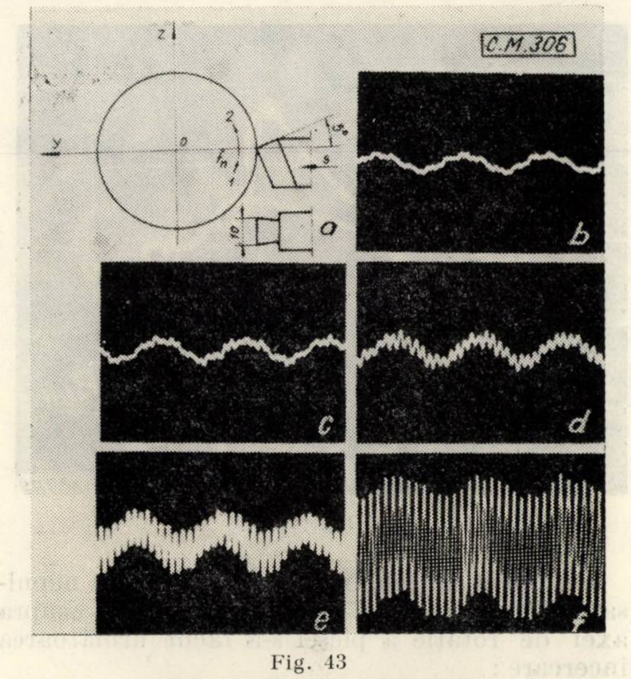


Fig. 43

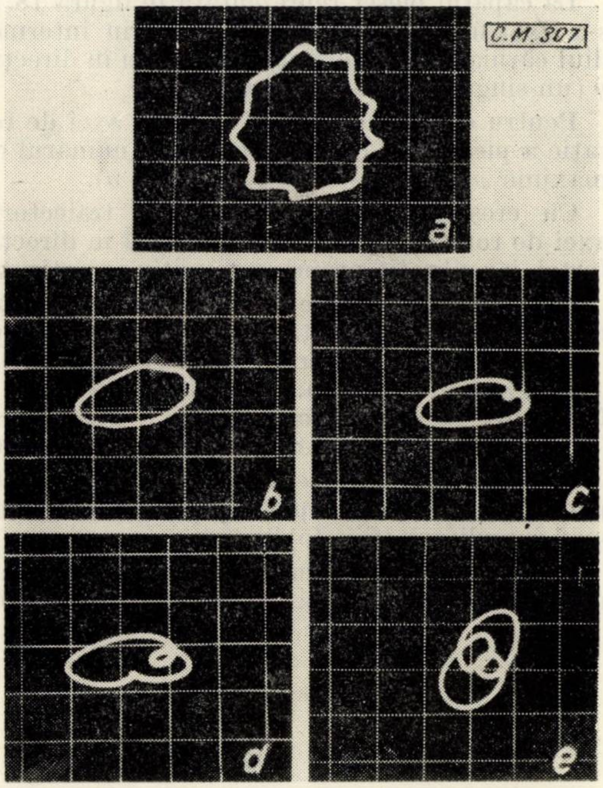


Fig. 44

Valoarea raportului amplitudinilor la limita stabilității rotației m_{AS} depinde atît de sistemul vibrator, cît și de raportul frecvențelor m_j. La valori mici ale raportului frecvențelor, raportul m_{AS} este mare și invers.

Rapoartele m_A, m_{AS} și m_f caracterizează mașina-unealtă din punct de vedere dinamic. Cu cît m_A este mai mic, iar m_f mai mare, cu atît mașina este mai bună, adică ea asigură o precizie de prelucrare mai mare.

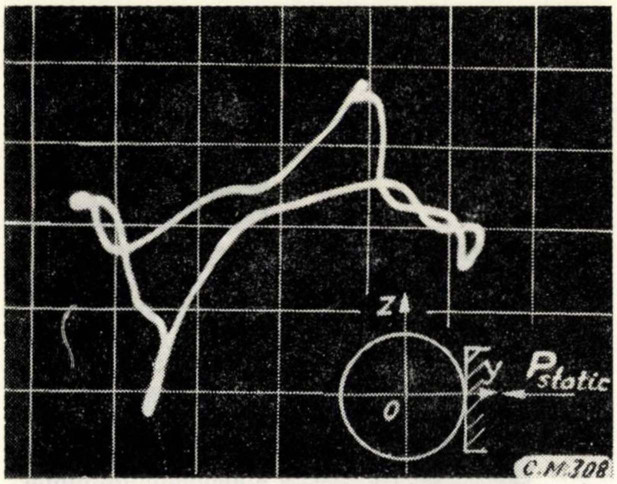


Fig. 45

Pentru a stabili influența unei forțe nepulsatorii (de mărime și direcție constante) asupra axei de rotație a piesei s-a făcut următoarea încercare :

La capătul piesei, reprezentată în figura 18, *b*, s-a fixat un rulment de precizie, prin intermediul căruia forța a fost aplicată piesei în direcția *y* (un singur grad de libertate).

Pentru o forță $P = 0$, traiectoria axei de rotație a piesei este o hipotrocoidă cu numărul de maxime $n_H = m_f + 1 = 9$ (fig. 44, *a*).

Cu creșterea forței de apăsare, traiectoria axei de rotație a piesei se deplasează în direcția forței, iar vibrația proprie este puțin amortizată.

La o anumită valoare a forței, vibrația proprie nu mai prezintă importanță, iar traiectoria eliptică (fig. 44, *b*) ia forma unei cardioide (fig. 44, *c*), apărînd o buclă. O creștere mai mare a forței are ca efect apariția unei a doua bucle (fig. 44, *d*). La $m_{Av} = A_v/A_n \approx 1$, piesa s-a rupt.

Dacă rulmentul este apăsat cu o suprafață plană, traiectoria axei piesei poate avea o formă mai complicată (fig. 45).

Prin îndepărtarea rulmentului nu s-au mai obținut figurile de mai sus, ci cele din figurile 39 și 40. Din cauza frecării uscate apar autovibrații.

La șocuri (de exemplu, la lovirea sistemului cu ciocanul), sistemul vibrează în toate frecvențele proprii (curba de rezonanță, fig. 21). Din compunerea acestor vibrații cu cea rezultată prin dezechilibrarea sistemului ia naștere o traiectorie circular-translatorică a axei de rotație a piesei. Aceasta este determinată atît de mărimea, direcția și durata forței de șoc, cît și de proprietățile sistemului vibrator (fig. 46).

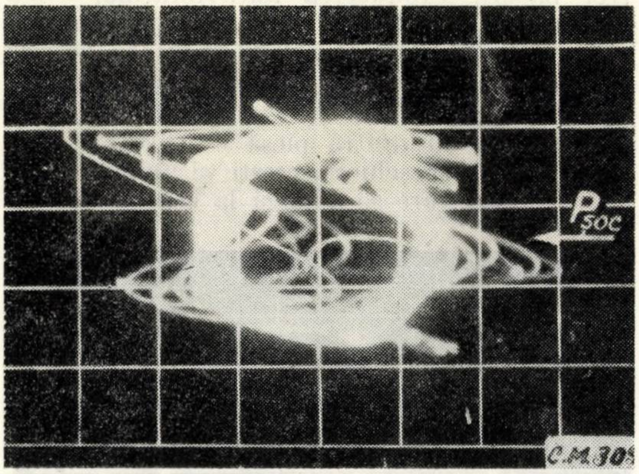


Fig. 46

Concluzii

Prin cercetări teoretice și experimentale s-a stabilit că piesa, respectiv axul principal al mașinii-unelte, nu se rotește numai în jurul axei proprii de rotație, ci, în timp ce piesa se rotește o dată în jurul axei sale, axa de rotație, la rîndul său,descrie în același timp o trocoidă determinată de caracteristicile sistemului vibrator „sculă — piesă — dispozitiv de prindere a piesei — mașină-unealtă".

Determinînd exact, prin metode rapide, comportarea dinamică a mașinii-unelte la excitația prin dezechilibru subcritic și la autoexcitații, este posibil ca, pe baza cunoașterii mecanismului transmiterii vibrațiilor la suprafața piesei [1], să se mărească considerabil precizia de prelucrare a pieselor executate pe aceste mașini și, în plus, să se știe de la început, cu o precizie suficientă, care vor fi erorile de prelucrare.

CZ 621.434 : 621.432.4 : 621.89.001.5

Cercetări în domeniul ungerii motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi

Ion PETRE, dr. ing. Teodor SĂNDULESCU și Paula TEODORESCU

După cum se știe, ungerea motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi se face cu ulei încorporat într-o anumită proporție în combustibil. Proporția uleiului în combustibil variază între 2 și 6%, în funcție de caracteristicile constructive și tehnice ale motorului, de calitatea uleiului și a combustibilului folosit [1].

Deși benzina cu un conținut atît de mic de ulei are o acțiune lubrifiantă foarte limitată, ungerea motorului în doi timpi este totuși asigurată; ea este influențată de variația temperaturii din carter (circa 70°C la partea inferioară și circa 200°C în zona segmenților de piston), care antrenează vaporizarea puternică a benzinei. În felul acesta, în carter se formează o ceață de ulei în vapori de benzină, capabilă să ungă piesele în mișcare. La intrarea în camera de ardere are loc o nouă vaporizare a benzinei, astfel încît ceața de ulei devine și mai uniformă, asigurînd o ungere suficientă.

Procentul optim de ulei în combustibil și calitatea uleiului trebuie să asigure ungerea eficace a elementelor în mișcare, formarea unor cantități minime de depuneri rezultate prin arderea uleiului și producerea unor uzuri minime, respectiv evitarea coroziunilor.

În cazul utilizării unor uleiuri aditivate, se impune ca proprietățile cerute de exploatare să fie păstrate și în timpul stocării, iar în cursul alimentării cu benzină uleiul să nu se separe, respectiv aditivul să nu precipite din amestec.

Nerespectarea acestor condiții produce neajunsuri în exploatare [2], cum sînt: defecțiuni în funcționarea bujiilor (ancrasare, scurtcircuitare etc.), depuneri excesive în camera de ardere și în galeria de evacuare (care atrag modificări ale raportului de compresiune și condiții prielnice autoaprinderii), griparea segmenților de piston și uzarea excesivă a pieselor în frecare.

În cadrul cercetărilor efectuate s-a propus să se stabilească următoarele:

1. Uleiul de bază (fără aditiv) cel mai indicat pentru ungerea motoarelor în doi timpi curent utilizate în parcul actual de motoare.

În acest scop au fost încercate uleiuri diferite ca structură chimică (parafinice, semiparafinice și naftenice) și ca valoare a viscozității (5—13°E la 50°C).

2. Proporția optimă de ulei în combustibil pentru motoarele în doi timpi.

Se știe că o proporție prea mică de ulei în combustibil produce o uzură excesivă a lagărelor, cilindrilor și segmenților de piston. Dimpotrivă, creșterea excesivă a proporției de ulei în combustibil nu numai că nu îmbunătățește ungerea, dar aduce și neajunsuri serioase în funcționarea motoarelor, prin arderea incompletă a amestecului și prin formarea unor cantități mari de depuneri, constituite din funingine, calamină și lac.

3. Îmbunătățirea prin aditivare a uleiului de bază care s-a comportat cel mai bine.

Pentru efectuarea cercetărilor experimentale, în cadrul Institutului de cercetări pentru prelucrarea țițeiului din Ploiești s-a amenajat un stand special pentru încercări cu frînă hidraulică. Motorul în doi timpi și piesele de schimb necesare au fost puse la dispoziție de către uzina „Timpuri noi" București.

Motorul 289 fabricat de uzina „Timpuri noi" este răcit cu aer și are următoarele caracteristici:

numărul de cilindri	1, vertical;
alezajul	78 mm;
cursa	76 mm;
cilindreea	362 cm³;
raportul de compresiune	7,7 : 1;
puterea maximă	9 CP;
turația nominală	3 000 rot/min;
momentul motor maxim	1,8 kgfm;
consumul specific de combustibil	385 g/CPh.

Pentru fiecare încercare s-a folosit un set nou de piese de uzură (piston, axul pistonului, segmenți), respectîndu-se de fiecare dată aceleași jocuri de montaj prescrise de uzina constructoare. În încercările efectuate s-a folosit drept combustibil o benzină de cifră octanică 80 și alta de cifra octanică 75.

Fiecare încercare a fost precedată de un scurt rodaj, care s-a efectuat conform indicațiilor date în tabela 1.

Tabela 1

Durata, min	Turația, rot/min	Sarcina, kgf	Puterea, CP	Consum de combustibil, g/CPh
55	2 000	2,0	4,0	500
5	3 000	2,0	7,5	400

Durata rodajului a fost de 5 ore, alcătuită din repetarea de circa cinci ori a ciclului cuprins în tabela 1. S-a folosit același amestec ulei-combustibil cu care s-a făcut ulterior proba de banc.

Proba de banc s-a desfășurat în 25 de cicluri a cîte 120 min fiecare, după datele prezentate în tabela 2 pentru fiecare sort de amestec ulei-benzină.

Tabela 2

Durata, min	Turația, rot/min	Sarcina, kgf	Puterea, CP	Consum de combustibil, g/CPh
50	2 000	2,0	4,0	500
10	3 000	2,5	7,5	385
50	2 000	3,5	7,0	430
10	3 000	3,0	9,0	450

În timpul încercării s-au înregistrat în fişa de banc: încărcarea şi turaţia motorului, consumul de combustibil, temperatura mediului ambiant, presiunea atmosferică, timpul de încercare.

După terminarea încercărilor, motorul a fost demontat pentru aprecierea rezultatelor. Calitatea uleiului folosit a fost pusă în evidenţă prin examinarea următorilor parametri [3]:

— depunerile de lac pe fusta pistonului;
— mobilitatea segmenţilor de piston;
— uzura segmenţilor de piston;
— depunerile în orificiul de evacuare.

1. Depunerile de lac pe fusta pistonului au fost apreciate prin note cuprinse între 0 şi 10, în funcţie de suprafaţa acoperită cu depuneri. Unui piston nou (perfect curat) i s-a atribuit nota 10, iar unui piston acoperit complet cu depuneri de lac i s-a stribuit nota 0 (I.P. 176/1964).

2. Mobilitatea segmenţilor de piston a fost apreciată tot prin note cuprinse între 0 şi 10. Un segment liber, care sub acţiunea greutăţii proprii se mişcă singur în canalul său, a fost apreciat cu nota 10.

Segmenţilor care au putut fi mişcaţi în canal presîndu-i uşor cu mîna, denumiţi segmenţi etanşi, li s-au atribuit note cuprinse între 5 şi 9, în funcţie de unghiul de etanşare, după cum urmează:

între 0 şi 75° . . . 9;
între 75 şi 150°. . . 8;
între 150 şi 225°. . . 7;
între 225 şi 300°. . . 6;
între 300 şi 360°. . . 5.

Un segment care nu a putut fi mişcat în canalul său nici chiar presat cu mîna (segment cocsat sau blocat) a fost apreciat cu note cuprinse între 0 şi 4, în funcţie de porţiunea de segment blocată în canal, ca mai jos:

între 0 şi 75°. . . 4;
între 75 şi 150°. . . 3;
între 150 şi 225°. . . 2;
între 225 şi 300°. . . 1;
între 300 şi 360°. . . 0.

3. Uzura segmenţilor de piston a fost pusă în evidenţă prin diferenţa cîntăririlor înainte şi la sfîrşitul încercării.

4. Depunerile din orificiile de evacuare au fost apreciate procentual. Orificiul de evacuare astupat complet cu depuneri, s-a apreciat cu 100 %, iar fără depuneri cu 0 %.

În tabela 3 sînt înregistrate rezultatele încercărilor efectuate pe motorul 2S9 în scopul stabilirii celui mai potrivit ulei pentru ungerea motoarelor în doi timpi, în funcţie de natura şi viscozitatea sa.

Din analiza rezultatelor se observă că uleiurile 209 şi 408 au avut cea mai bună comportare. Se constată în acelaşi timp că, pe măsură ce viscozitatea uleiului variază în jurul acestor valori, rezultatele sînt mai slabe.

Tabela 3

Uleiul încercat	Depuneri pe fusta pistonului, note	Mobilitatea segmenţilor, note	Uzura medie a segmenţilor, mg	Depuneri în orificiul de evacuare, %
209	6,2	7,7	21	15
212	6,0	7,5	22	20
305	5,5	7,0	33	20
309	4,2	5,0	18	15
405	5,3	7,4	62	20
408	6,5	7,5	32	15
410	5,0	7,2	103	15
413	4,5	7,0	60	20

În tabela 4 sînt prezentate rezultatele încercărilor care au urmărit fixarea procentului cel mai potrivit de ulei în combustibil pentru motorul 2S9. Aprecierea rezultatelor s-a făcut luînd în considerare criteriile enumerate mai înainte. S-au cercetat numai uleiurile 209 şi 408, care la probele anterioare s-au comportat mai bine.

Tabela 4

Uleiul încercat	Proporţia uleiului în combustibil, %	Depuneri pe fusta pistonului, note	Mobilitatea segmenţilor, note	Uzura medie a segmenţilor, mg	Depuneri în orificiul de evacuare, %
209	4	6,2	7,7	21	15
209	3	4,8	7,0	38	10
209 + 2,5 % M 849	4	8,2	10,0	48	5
209 + 2,5 % M 849	3	8,2	10,0	109	5
408	4	6,5	7,5	38	15
408	3	4,5	4,0	80	10
408 + 2,5 % M 849	4	9,0	10,0	40	5
408 + 2,5 % M 849	3	8,0	8,0	121	10

Se constată că atît pentru uleiul 209, cît şi pentru uleiul 408, procentul de 4 % ulei în benzină este cel mai indicat. Aceasta rezultă în special prin compararea mobilităţii şi uzurii segmenţilor.

Tabela 5

Uleiul încercat	Depuneri pe fusta pistonului, note	Mobilitatea segmenţilor, note	Uzura medie a segmenţilor, mg	Depuneri în orificiul de evacuare, %
209	6,2	7,7	21	15
209 + 2,5 % M 849	8,2	10,0	48	5
209 + 4,0 % M 849	9,8	10,0	50	5
209 + 3,0 % P 302 + 2 % P 201	9,8	10,0	16,1	0
209 + 4,0 % P 302	9,5	10,0	30,3	0
209 + 4,0 % P 301	9,0	10,0	34	10
408	6,5	7,5	32	15
408 + 2,5 M 849	9,0	10,0	40	5
408 + 4,0 % M 849	8,6	10,0	34	5
408 + 3,0 % P 302 + 2 % P 201	9,9	10,0	31,2	0
408 + 4,0 % P 302	9,9	10,0	46	0
408 + 4,0 % P 301	9,0	9,0	30	0

În tabela 5 sînt prezentate rezultatele obţinute prin ameliorarea uleiurilor 209 şi 408 cu diferite formule de aditivare, utilizînd aditivi indigeni în concentraţii şi compoziţii diferite, în comparaţie cu aceleaşi uleiuri neaditivate sau aditivate cu aditivul străin specific uleiurilor pentru ungerea motoarelor în doi timpi (M 849).

Din tabela 5 se constată că notele pentru depunerile pe fusta pistonului sînt mult mai mici la uleiurile neaditivate decît la uleiurile aditivate. Depunerile în orificiul de evacuare sînt mai mari la uleiurile neaditivate, jumătate din uleiurile aditivate încercate neproducînd deloc depuneri. Uzurile segmenţilor au practic aceleaşi valori, diferenţele existente intrînd în limitele erorilor de determinare. O altă constatare interesantă este aceea că aditivul P 302, mai ales împreună cu P 201, poate înlocui cu succes aditivul din import M 849.

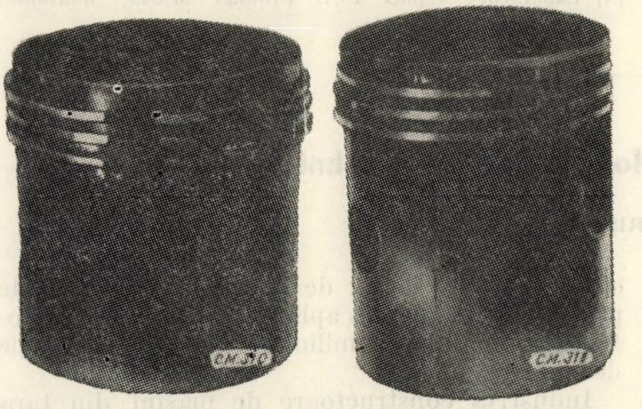

a b

Fig. 1

În figura 1 sînt prezentate pistoane care au funcţionat în încercare cu ulei fără aditivi (*a* — piston 2S9, ulei 209; *b* — piston Wartburg, ulei 408), iar în figura 2, pistoane care au funcţionat cu ulei aditivat cu 3 % P 302 + +2 % P 201 (*a* — piston 2S9, ulei 209 aditivat; *b* — piston Wartburg, ulei 408 aditivat).

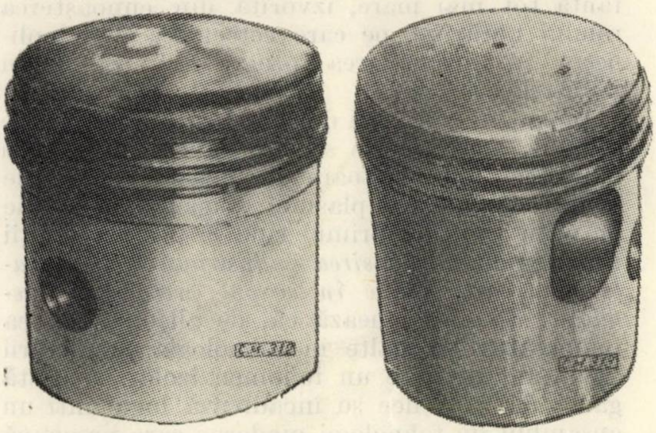

a b

Fig. 2

Uleiurile aditivate care s-au comportat cel mai bine au fost încercate şi cu combustibil de cifră octanică 75. Rezultatele obţinute au dus la concluzia că micşorarea cifrei octanice a benzinei de la 80 la 75 nu influenţează comportarea uleiului şi nici funcţionarea motorului.

Uleiurile aditivate care au dat cele mai bune rezultate pe motorul 2S9 au fost încercate şi pe un motor policilindric în doi timpi, de la autoturismul Wartburg, cu următoarele caracteristici :

— numărul de cilindri	3, dispuşi în linie ;
— alezajul	73,5 mm ;
— cursa	78 mm ;
— cilindreea	992 cm³ ;
— raportul de compresiune	7,3 ;
— puterea nominală	45 CP ;
— turaţia nominală	4 200 rot/min ;
— momentul motor	9,4 kgfm ;
— turaţia de moment motor maxim	3 000 rot/min.

Motorul a fost adaptat pentru funcţionare pe stand, regimurile de rodaj şi de încercare fiind prezentate respectiv în tabelele 6 şi 7.

Tabela 6

Sarcina, kgf	Turaţia, rot/min	Puterea, CP	Consum de combustibil, g/CPh	Durata, min
5	2 500	12,5	360 ± 5	50
10	3 000	30,0	360 ± 5	10

Tabela 7

Sarcina, kgf	Turaţia rot/min	Puterea, CP	Consumul de combustibil, g/CPh	Durata, min
7	3 000	21	360 ± 5	50
10	4 000	40	360 ± 5	10

Metoda de apreciere a rezultatelor a fost aceeaşi ca la motorul monocilindric 2S9.

După cum reiese din datele prezentate în tabela 8, încercările efectuate pe motorul Wartburg reproduc rezultatele obţinute pe motorul monocilindric 2S9.

Tabela 8

Uleiul încercat	Depuneri pe fusta pistonului, note	Mobilitatea segmenţilor, note	Uzura medie a segmenţilor, mg	Depuneri în orificiul de evacuare, %
209	6,78	6,67	34	15
209 + 2,5 % M 849	8,69	7,9	54	5
209 + 3,5 % P 302	9,04	9,67	95	10
209 + 3 % P 302 + + 2 % P 201	9,79	9,00	75	0
209 + 4 % P 302	9,83	9,34	59	0
209 + 4 % P 301	8,63	8,70	78	5
408	6,85	4,67	60	15
408 + 2,5 % M 849	9,39	8,4	65	5
408 + 3 % P 302 + + 2 % P 201	9,55	10,0	87	0
408 + 4 % P 302	9,86	9,47	47	5
408 + 4 % P 301	8,82	8,70	68	5

Folosirea motorului Wartburg pentru încercarea uleiurilor permite o categorisire mai bună a acestora, datele înregistrate reprezentînd media celor trei pistoane ale motorului.

Concluzii

Încercările uleiurilor pentru motoarele în doi timpi pe standul de probă echipat cu motorul monocilindric 2S9 „Timpuri noi" și cu motorul policilindric Wartburg arată rezultate asemănătoare.

Încercările efectuate cu uleiuri aditivate pentru motoare în doi timpi evidențiază faptul că acestea sînt mult superioare uleiurilor neaditivate din toate punctele de vedere.

Cercetările pun în evidență posibilitatea lărgirii gamei de uleiuri destinate ungerii motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi, în scopul utilizării uleiurilor din grupa 200 aditivate.

De asemenea, rezultatele obținute indică posibilitatea folosirii motorului 2S9 ca motor standard pentru încercarea uleiurilor, bineînțeles după unele adaptări și îmbunătățiri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Georgi, W. C.* Motornîe masla i smasca dvigatelei, 519—522. Gosudarstvennoe naucino-tehniceskoe izdatelstvo nefteanoi i gorno-toplivnoi literaturî. Moscova, 1959.

[2] Prisadchi s maslam. Trudi vtorovo vsesoiuznovo naucino-tehniceskovo sovesceania, 319—324. Pod redacției S. A. Kreina, P. I. Sanina, A. M. Kulieva, E. A. Eminova, L.P. Golovanovoi. Moscova, Izdatelstvo „Himia", 1966.

[3] Laboratory report 15/1, Product M-849, Monsonto, septembrie 1965.

CZ 533.9; 621.9.048.7 : 001.891

Importanța industrială a cercetărilor în domeniul tehnicii plasmei[*]

ION CRIȘAN

Importanța industrială a cercetărilor în domeniul tehnicii plasmei își găsește explicația în cîteva din tendințele de mare actualitate ale progresului tehnic contemporan, materializate prin descoperirea de noi metode de producție și totodată de noi mașini și instalații pentru aplicarea acestor metode, precum și prin creșterea continuă a parametrilor tehnici ai mașinilor și aparatelor folosite în activitatea omenească. Descoperirea unor noi metode de producție a condus și conduce în continuare la schimbări spectaculoase în structura bazei mondiale de materii prime, aceste descoperiri fiind de altfel determinate direct de necesitatea lărgirii acestei baze. Totodată noile tehnologii stimulează concepția de mașini ale căror condiții de funcționare, măsurate în viteză, presiune, temperatură, agresivitate de mediu etc., se situează mult peste condițiile uzuale la mașinile clasice. Aceste aspecte sînt evidente dacă se consideră evoluția relativ recentă a tehnicii nucleare sau a cercetărilor spațiale. În același timp, în numeroase alte domenii au loc evoluții de același fel, desigur de mai redus răsunet științific, dar cu considerabil efect economic. Este suficient să se menționeze cerințele actuale ale proceselor moderne de sinteză chimică în direcția creării utilajelor destinate să funcționeze în medii puternic agresive, la temperaturi și presiuni ridicate, sau — la o scară dimensională complet diferită — problemele care trebuie rezolvate în construcția dispozitivelor moderne cu semiconductoare, care ocupă o plajă largă, de la ventile dirijate de peste 1 000 A pînă la aplicațiile electronicii moleculare, înglobînd milioane de elemente pe decimetru cub.

Industria constructoare de mașini din țara noastră se adaptează consecvent la cerințele tehnice contemporane, depunînd eforturi deosebite pentru a pune la dispoziția beneficiarilor săi o gamă cît mai largă de produse, al căror nivel tehnic să satisfacă în întregime exigențele unei economii care se dezvoltă impetuos și multilateral. În cadrul acestei activități, cercetării științifice proprii i se acordă o importanță tot mai mare, izvorîtă din cunoașterea rolului hotărîtor pe care cercetarea îl îndeplinește în promovarea progresului tehnic în industrie.

În cadrul tematicii de cercetări fundamentale și aplicative, menite să deschidă drumuri noi industriei constructoare de mașini, cercetările în domeniul fizicii plasmei își găsesc o poziție de prim rang, în primul rînd la acele aplicații care urmăresc *folosirea industrială a temperaturilor foarte înalte în scopul prelucrării metalelor*. Se menționează că, de altfel, folosirea temperaturilor înalte în tehnologia prelucrării metalului nu este un fenomen izolat. Această gamă de procedee se încadrează logic într-un ansamblu de tehnologii moderne care preocupă un cerc larg de cercetători din lumea întreagă și din care o parte s-au introdus în practică, procedee care se caracterizează prin folosirea energiei concentrate cu parametri înalți, ca, de exemplu, utilizarea fenomenelor de explozie în deformarea plastică a tablelor, folosirea presiunilor înalte și a vitezelor mari de deformare în operațiile de forjare, diferite forme noi de electrotehnologie etc.

---

[*] Referat prezentat la Consfătuirea națională de fizica și tehnica plasmei, București, 2—4 noiembrie 1967.

Primele aplicații ale tehnicii plasmei au rezultat ca urmare problemelor puse de realizarea unor mașini și aparate cărora li se cere să funcționeze în condiții de viteze, presiuni, temperaturi, solicitări de uzură etc. mult superioare celor necesare utilajelor și aparaturii folosite în mod obișnuit, ceea ce a determinat introducerea în tehnologia curentă a unor materiale noi cu stabilitate termică ridicată. Pentru prelucrarea acestor metale (molibdenul, vanadiul, tantalul, niobiul, wolframul, cromul și altele) sînt necesare temperaturi înalte ce depășesc pe cele posibil de realizat prin procedeele tehnologice clasice.

Realizarea temperaturilor înalte se poate face prin mai multe metode, dintre care amintim : folosirea reacțiilor chimice (de ardere), a exploziilor chimice sau nucleare, folosirea undelor de șoc sau a descărcărilor electrice în gaze (descărcări în scînteie sau în arc).

Cu ajutorul reacțiilor de ardere și al descărcării în aer liber pot fi atinse temperaturi pînă la 4 000—5 000°C. Celelalte procedee, cu excepția descărcării în arc strangulat, permit atingerea de temperaturi mult mai înalte, însă numai pentru un timp foarte scurt. Folosind descărcarea în arc strangulat (descărcarea între doi electrozi prin care se suflă un curent de gaz ionizat) s-a reușit să se realizeze o sursă de căldură cu funcționare continuă, în care se produc în mod curent temperaturi de 10 000—20 000°K.

Față de sursele de căldură clasice, jetul de plasmă asigură o serie de avantaje, și anume :

— realizează concentrații de putere mai mari ;

— asigură posibilitatea încălzirii gazului din jet la temperaturi de cîteva zeci de mii de grade, depășind cu mult temperaturile de topire și chiar de evaporare ale celor mai refractare materiale cunoscute în prezent ;

— viteza jetului de gaz ionizat, cald, poate atinge valori mari (supersonice), permițînd, pe de o parte, obținerea unor fluxuri mari de energie în unitatea de timp prin unitatea de suprafață a jetului și, pe de altă parte, asocierea efectului mecanic al jetului la efectul termic produs de acesta ;

— jetul de gaz ionizat poate fi după necesități un gaz inert, reducător sau oxidant.

Jetul de plasmă poate fi obținut cu ajutorul unei descărcări în arc în curent continuu sau în curent alternativ de joasă frecvență, cum și cu ajutorul unei descărcări în înaltă frecvență.

În țările cu industrie avansată, instalațiile cu jet de plasmă destinate prelucrării metalelor prin topire au depășit de cîțiva ani faza experimentărilor de laborator, fabricația lor fiind preluată de întreprinderi specializate în acest scop. Astfel o serie de firme, ca : Metco, Plasmadyne, Avco Corporation, Thermal Dynamics Corporation din S.U.A., Linde, Messer-Griesheim din R.F.G., L. Desmarquet din Franța, Arcos din Belgia, British Oxigen din Anglia și diverse întreprinderi și institute din U.R.S.S., R. P. Polonă, R. D. Germană, R. S. Cehoslovacă și R. P. Chineză produc în mod curent astfel de instalații.

Datorită temperaturilor mari ce se pot obține cu ajutorul instalațiilor cu jet de plasmă (plasmatroane), se realizează practic topirea tuturor materialelor cunoscute astăzi. În felul acesta, plasmatroanele găsesc o gamă foarte largă de aplicații, atît în tehnologia acoperirilor și încărcărilor, cît și în tăiere și sudare.

În domeniul *acoperirilor*, problemele practice care se pun constau în depunerea unor straturi subțiri constituite din diverse metale, oxizi sau carburi, nitruri, boruri, siliciuri, pe un material de bază. Se urmărește realizarea unor straturi protectoare rezistente la temperaturi înalte, la medii corosive sau la uzură. Productivitatea și calitatea straturilor depuse folosind jetul de plasmă sînt superioare procedeelor de acoperiri metalice obișnuite. Sînt cunoscute aplicații industriale de metalizare cu plasmă folosind ca material de aport oxidul de aluminiu, oxidul de zirconiu, oxidul de uraniu, carbura de titan, carbura de tantal, carbura de zirconiu, azotura de titan, carbura de bor, cum și metale ca nichelul, cobaltul, cromul, wolframul etc.

Acoperirile cu oxizi, ca cele cu oxid de aluminiu, se folosesc în special la piese cu solicitări mari la uzură : piese utilizate în industria materialelor plastice pentru transformarea materiei prime în granule (s-a prelungit durata de viață a acestora de 10—12 ori), cilindri de răcire pentru foliile de material plastic, tambure de centrifugare pentru mori de grîu. Un alt grup de aplicații ale acoperirilor cu oxizi este acela care urmărește stabilitatea la șocuri termice sau menținerea caracteristicilor dielectrice la temperaturi înalte.

Acoperirile cu carburi, ca materiale dure și rugoase, își găsesc un mare număr de aplicații, printre care acoperirea resoartelor de la carotajul sondei, în vederea evitării gripajului la extragerea carotei.

Ca alte aplicații ale acoperirilor sînt acelea care măresc rezistența la uzură și coroziune la rece și la cald, cum sînt : acoperirea paletelor de ventilator și de turbine hidraulice, pistoanelor și axelor de pompă, matrițelor de extrudere, creuzetelor de grafit etc.

Se întrevede un domeniu larg de aplicații în construcția de elemente electrice și electronice. Astfel tehnologia depunerilor cu jet de plasmă pare capabilă să constituie o soluție evoluată pentru realizarea unor semifabricate noi, rezultate din suprapunerea unor materiale scumpe cu caracteristici electrice sau tehnologice speciale, pe un suport oarecare cu caracteristici diferite, ca de exemplu metal pe sticlă sau ceramică, wolfram pe cupru, materiale refractare pe metal etc.

Încărcarea prin sudare cu jet de plasmă este o metodă mai recentă decît acoperirea metalică cu plasmă. În cazul încărcării prin sudare cu jet de plasmă se realizează, spre deosebire de metalizare, între stratul încărcat şi materialul de bază o zonă de aliere. Această zonă este mult mai redusă decît la procedeele clasice de încărcare prin sudare.

Avantajele procedeului de încărcare prin sudare cu jet de plasmă constau în grosimea redusă realizabilă a stratului de încărcare, productivitatea mare a procesului de încărcare şi difuziunea redusă a materialului încărcat cu materialul de bază. Grosimea materialului depus variază între 0,25 şi 5 mm, iar debitul, între 0,5 şi 5 kg/h.

Procedeul de încărcare prin sudare cu jet de plasmă apare indicat la piesele care sînt supuse la uzură puternică şi în acelaşi timp la solicitări prin şocuri, cum sînt : supape de la motoare cu ardere internă, unelte tăietoare în agricultură, unelte tăietoare folosite la utilajele de excavare, vane de închidere şi armături folosite în industria chimică, anumite părţi ale prăjinilor şi sapelor de foraj, armături pentru vehicularea aburului supraîncălzit şi altele.

Utilizînd jetul de plasmă în operaţiile de *tăiere a metalelor* s-a reuşit să se execute tăieri de materiale care prin metodele clasice nu erau posibile, fie datorită conductibilităţii termice foarte mari sau a oxidării rapide, cum este cazul aliajelor neferoase pe bază de cupru sau aluminiu, fie datorită temperaturii mari necesare pentru topire, cum este cazul oţelurilor inoxidabile. Introducerea jetului de plasmă a permis mecanizarea operaţiei de tăiere, obţinîndu-se o suprafaţă curată şi o viteză de tăiere mărită faţă de metodele mecanice sau chiar faţă de metodele clasice de tăiere cu flacără oxiacetilenică în cazul materialelor feroase.

Deşi procedeul este indicat în special pentru debitarea metalelor neferoase şi a oţelurilor inoxidabile, ultimele realizări privind obţinerea unui jet de plasmă ieftin, datorită posibilităţii de a folosi aerul sau azotul drept gaz plasmagen, au creat perspectiva extinderii în ritm accelerat a acestui procedeu. Astfel, în unele întreprinderi din străinătate tăierea cu jet de plasmă s-a extins şi la tablele din oţel moale sau slab aliat. Procedeul a devenit economic ca urmare a reducerii preţului de cost al plasmei, cum şi vitezei foarte mari ce se realizează la această operaţie (peste 300 m/h la table de 20 mm grosime). Se realizează creşterea productivităţii muncii şi reducerea ciclului de fabricaţie.

În ceea ce priveşte grosimile maxime ale tablelor care se debitează cu acest procedeu se poate arăta că s-au efectuat tăieri de calitate bună pentru următoarele dimensiuni de materiale :

— oţeluri de construcţie	120 mm ;
— oţeluri bogat aliate	120 mm ;
— aluminiu	120 mm ;
— cupru	100 mm.

Avantajul utilizării plasmei pentru operaţii de *sudare* constă în elasticitatea reglajului privind adîncimea de pătrundere, cum şi în faptul că devin sudabile şi unele materiale care — datorită temperaturii înalte de topire — nu se puteau suda prin metodele clasice. Astăzi se pot suda cu jet de plasmă, practic, toate metalele şi aliajele greu fuzibile.

Sudarea cu jet de plasmă constituie soluţia optimă pentru piese din oţeluri înalt aliate, de tipul oţelurilor refractare sau anticorosive. În comparaţie cu sudarea cu arc în mediu protector de gaz sau sudarea cu fascicul de electroni, deformaţiile produse sînt mai reduse, costurile mai mici, iar rezistenţa cusăturii este mai mare. Rezultate foarte bune se obţin în cazul sudării titanului ; aşa de exemplu pentru tablă de 8 mm grosime, cu un generator de plasmă de circa 10 kW se realizează viteze de sudare de peste 25 cm/min. În cazul sudării cu jet de plasmă a aluminiului se obţin viteze de peste două ori mai mari decît în cazul folosirii procedeelor clasice de sudare.

Experienţa industrială de pînă acum arată că folosirea jetului de plasmă în sudare este raţională în următoarele situaţii :

— la îmbinări de materiale care se sudează greu sau deloc prin metodele clasice, necesitînd temperaturi foarte înalte ;

— în cazurile în care se urmăreşte obţinerea unor viteze de sudare superioare celor care pot fi atinse de metodele obişnuite utilizate în industrie ;

— atunci cînd se execută îmbinări sudate la care secţiunea de îmbinare este formată cu precădere de materialul de bază topit în adîncime şi la care nu se topeşte decît puţin metal de adaos.

În afara operaţiilor amintite care se aplică în industrie, sînt în curs cercetări cu rezultate care permit să se tragă concluzia că în curînd se vor definitiva tehnologiile pentru aplicarea plasmei în domenii noi, cum sînt :

— cuptoare de elaborare a metalelor ;
— degazarea oţelului ;
— sinteza unor compuşi chimici ;
— creşterea de monocristale din materiale greu fuzibile ;
— sferoidizarea particulelor unor materiale folosite în special în tehnica nucleară.

★

Dezvoltarea puternică a producţiei interne de utilaje tehnologice cu parametri ridicaţi, ca de exemplu utilaje pentru industria chimică, a petrolului, a preparării minereurilor, perspectivele unei dezvoltări industriale în direcția echipamentelor energetice nucleare sau a echipamentului aeronautic și spațial, constituie impulsul și justificarea economică a preocupărilor adîncite de cercetare științifică a tehnologiilor de prelucrare a metalelor cu ajutorul plasmei.

Este fără îndoială un fapt pozitiv că în țară există în prezent mai multe colective care se ocupă de cercetarea tehnologiilor și a utilajelor pentru aplicarea plasmei în operații de tăiere, sudare și depuneri de materiale. Activitatea acestor colective face legătura între cercetările fundamentale care se desfășoară în cadrul Institutului de fizică al Academiei și cerințele concrete ale producției.

Astfel, secția de sudură a Centrului de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei Republicii Socialiste România se ocupă de cercetarea fenomenelor și de realizarea aparaturii necesare tăierii cu jet de plasmă.

În cadrul Ministerului Învățămîntului, catedra de materiale de construcții a Facultății de chimie din cadrul Institutului politehnic Timișoara efectuează cercetări privind acoperirile cu materiale refractare cu ajutorul plasmei.

Ministerul Industriei Metalurgice, prin Institutul de cercetări metalurgice (I.C.E.M.-București), execută cercetări legate de realizarea unor acoperiri metalice rezistente la uzură, iar la Ministerul Industriei Construcțiilor de Utilaje Chimice și Rafinării, Intreprinderea de montaje-București este dotată cu o instalație de plasmă de fabricație Kjelberg (R.D.G.) și se preocupă de tăierea de metale și realizarea de acoperiri metalice. În cadrul acestei întreprinderi s-a realizat o instalație mobilă de tăiat metale cu jet de plasmă, utilizată pe numeroase șantiere ale industriei chimice, cu bune rezultate.

În cadrul Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini, Institutul de cercetări și proiectări electrotehnice (I.C.P.E.) efectuează cercetări privind acoperiri metalice și ceramice utilizate în industria electrotehnică, iar Institutul de cercetări tehnologice pentru procedee tehnologice specifice industriei construcțiilor de mașini (I.C.T.C.M.) se preocupă de realizarea de încărcări prin sudare a straturilor dure și este dotat cu o instalație achiziționată de la firma ARCOS-Belgia.

Cele două institute ale M.I.C.M. au atacat, pe baza unui program coordonat, aplicații diferite ale tehnologiei de prelucrare a metalelor cu jet de plasmă, corespunzătoare domeniilor de lucru ale fiecăruia.

Astfel, la I.C.P.E. lucrările începute în 1966 au avut drept obiective :

— realizarea unei instalații experimentale cu jet de plasmă, pentru depuneri de suprafață ;

— stabilirea tehnologiei de depunere, cu ajutorul plasmei, a unor straturi metalice și dielectrice.

În acest scop I.C.P.E. a pus în funcțiune o instalație cu jet de plasmă realizată în institut, cu o putere de 15 kW, avînd următoarea componență :

— o sursă de energie electrică, formată dintr-un grup de două agregate de redresare cu ventil de siliciu ;

— un sistem de amorsare în înaltă frecvență a descărcării în arc ;

— un generator de plasmă.

S-au studiat caracteristicile electrice ale generatorului de plasmă și s-au stabilit condițiile optime de funcționare ale acestuia.

În prezent la I.C.P.E. se fac lucrări legate de sistemul de comandă a instalației în paralel cu experimentările privind depuneri de cupru, wolfram și oxid de aluminiu.

Pe baza acestor cercetări, în perioada următoare se va trece la definitivarea unei tehnologii și a unui prototip pentru depuneri de materiale pe piese folosite în industria electrotehnică (wolfram pe contacte, metale pe ceramică pentru treceri metal-ceramică, oxid de aluminiu pe metale etc.). Se prevede, de asemenea, efectuarea de cercetări pentru utilizarea jetului de plasmă în electrotermie, prin realizarea unui cuptor de laborator cu plasmă, în care să se facă experimentări de topire a materialelor refractare.

La I.C.T.C.M. se studiază încărcarea, prin sudare cu jet de plasmă, a materialelor dure rezistente la uzură și la coroziune. Pentru aceasta, pînă în prezent s-au realizat : trei generatoare de plasmă și un dozator mecanic pentru pulbere. Toate acestea s-au montat în instalația existentă de tip ARCOS și sînt în curs experimentările de încărcare prin sudare, reușindu-se să se obțină pînă în prezent rezultate promițătoare privind depunerea de nichel pe alte metale, cu o aliere corespunzătoare între materialul depus și metalul de bază. În ceea ce privește depunerea de carburi metalice, sînt în curs de efectuare experimentări pe baza cărora se va trece la întocmirea tehnologiei de încărcare și la realizarea unui prototip de instalație pentru încărcarea cu materiale dure pe alte metale.

În paralel cu aceste aplicații tehnologice, I.C.T.C.M. în colaborare cu I.C.P.E. lucrează la realizarea unui prototip de instalație de tăiere cu jet de plasmă, folosind documentația tehnică pusă la dispoziție de către Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei. Se are în vedere realizarea unei instalații reproductibile în serie, cu care să fie dotate diferite sectoare industriale în vederea extinderii aplicării tehnologiilor de prelucrare a metalelor cu ajutorul plasmei.

Un alt domeniu în care se întrevede folosirea industrială a tehnicii plasmei îl constituie *transformarea directă a energiei calorice în energie electrică.* Ca urmare cerinţelor mari de echipament energetic care rezultă din programul de dezvoltare a industriei energetice din ţara noastră, industria constructoare de maşini a organizat desfăşurarea unui complex de acţiuni avînd ca obiectiv fabricarea în ţară a grupurilor termoenergetice, cu puteri unitare ridicate de 300 pînă la 600 MW, acţiuni care se vor finaliza începînd din primii ani ai cincinalului următor. În continuare se fac studii privind fabricarea în ţară a echipamentelor necesare centralelor nucleare, a căror pondere, în totalul puterii instalate în cincinalul 1976–1980, va fi de peste 30%. În acest context, existenţa unor preocupări proprii de cercetare în domeniul generatoarelor de energie electrică funcţionînd cu plasmă mi se pare justificată.

Pe plan mondial, un număr mare de organizaţii de cercetare şi grupuri industriale efectuează lucrări vaste în domeniul *generatoarelor magnetohidrodinamice.*

Astfel, din informaţiile publicate în revistele de specialitate rezultă că lucrările experimentale fac progrese şi că se scontează rezultate în sensul măririi apreciabile a randamentului total faţă de centralele convenţionale.

Cercetările experimentale sînt orientate în trei direcţii. Pe baza cercetărilor efectuate în R.F.G. s-au construit mai multe instalaţii experimentale pe principiul *funcţionării în circuit închis*, înglobînd ca sursă de căldură un reactor atomic. Ca gaz de lucru se foloseşte heliul sau argonul, cu injecţie de cesiu sau potasiu. Una din aceste instalaţii a avut o durată de funcţionare de cîteva sute de ore.

Firma americană Atomics International şi firma vest-germană A.E.G. au realizat, încă din 1964, modele experimentale de generatoare MHD de circa 1 kW putere folosind ca *mediu de lucru metalul lichid*, accelerat cu ajutorul căldurii furnizate de un reactor atomic. Durata experimentărilor a fost de ordinul unui minut.

Cel mai mare generator MHD realizat pînă în prezent a fost construit de Avco-Everett Research Laboratory din S.U.A., utilizînd un *circuit deschis al mediului de lucru.* Generatorul a atins o putere electrică maximă totală de 32 MW şi o putere utilă de 23,6 MW. Cele trei canale au o lungime totală de 3,820 m, secţiunea lor variind de la 0,126 la 0,560 m^2. Alte generatoare similare sînt în curs de experimentare, iar altele — de dimensiuni mai mari — sînt în curs de construcţie. Astfel, un grup creat de mai multe firme engleze construieşte un generator MHD de 200 MW, avînd un canal de 4,5 m lungime, cu secţiunea 0,07–0,5 m^2. Cîmpul magnetic se realizează cu o bobină cîntărind 180 t. Durata de probă prevăzută este de 20 min.

Considerentele tehnico-economice care stau la baza concepţiei acestor generatoare, cum şi eforturile financiare şi umane considerabile care se depun pentru realizarea lor de grupuri industriale cu renume mondial, îndreptăţesc părerea că, într-un viitor nu prea îndepărtat, generatoarele MHD vor ieşi din laborator, devenind competitive faţă de alte generatoare de energie electrică.

Plecînd de la cele cîteva date expuse cu privire la perspectivele industriale ale tehnicii plasmei şi de la sumara trecere în revistă a cercetărilor româneşti în acest domeniu, apar utile unele consideraţii în legătură cu perspectiva acestor cercetări.

Una din concluziile care se impun pare a fi aceea de a *continua într-un ritm mai susţinut cercetările în domeniul procedeelor de prelucrare a metalelor cu ajutorul plasmei*, atît în direcţia definitivării tehnologiilor pentru unele aplicaţii cercetate sau în curs de cercetare, cum şi în vederea rezolvării altor probleme legate direct de promovarea progresului tehnic în industria mecanică, electrotehnică şi electronică, în viitorul apropiat şi în perspectivă. Totodată cercetările începute trebuie să ducă la fabricarea în ţară, într-un termen cît mai scurt, a unor instalaţii cu jet de plasmă destinate aplicării industriale a acestor procedee.

Obţinerea unei eficienţe maxime de pe urma acestor cercetări presupune coordonarea cît mai bună a lucrărilor care se efectuează de diferitele colective menţionate, coordonare care pînă în prezent nu s-a efectuat decît sporadic, prin legături directe, nesistematice, între unităţile interesate. În acest scop ar fi util să se formeze o grupă permanentă de lucru în cadrul C.N.C.S. care să stabilească liniile directoare de urmat, principalele obiective ale anilor 1968–1970, cum şi repartiţia concretă a sarcinilor între diferitele organizaţii de cercetare.

Se apreciază, de asemenea, că este necesar ca Institutul de energetică al Academiei, în colaborare cu Institutul de fizică al Academiei şi cu Institutul politehnic din Braşov să elaboreze propuneri privind *direcţiile cercetării ştiinţifice proprii în domeniul generatoarelor de energie electrică cu plasmă*, propuneri care să permită elaborarea unui program coordonat de perspectivă.

Privite prin această prismă, dezbaterile recentei consfătuiri, organizată de Academie în colaborare cu Ministerul Învăţămîntului şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, vor putea constitui un preţios punct de plecare pentru promovarea aplicării cuceririlor ştiinţei contemporane în industria şi economia ţării noastre.

Studiul teoretic al forţei de aşchiere la strunjirea metalelor dure cu introducere de curent electric în zona de aşchiere

Gherman DRĂGHICI

În ultimul timp, în industria modernă constructoare de maşini se utilizează tot mai frecvent piese confecţionate din oţeluri dure sau foarte dure, cu mare precizie dimensională şi o calitate ridicată a suprafeţei.

Prelucrarea acestor piese este foarte dificilă, mai ales atunci cînd nu se dispune de utilaj corespunzător.

După cum se ştie, precizia de prelucrare, depinde, în afară de alţi factori, de rigiditatea sistemului tehnologic elastic maşină-unealtă-piesă-sculă şi de uzura sculei aşchietoare pe faţa ei de aşezare.

La lucrul pe o maşină-unealtă cu o rigiditate oarecare j, deformaţia y a sistemului tehnologic este cu atît mai mică, cu cît componenta radială P_y a forţei de aşchiere este mai mică $\left(y = \frac{P_y}{j}, \text{mm}\right)$. La rîndul său, componenta P_y a forţei de aşchiere este cu atît mai mică cu cît materialul care se prelucrează are rezistenţa la rupere mai mică.

La trecerea curentului electric, între cuţit şi piesă se produc încălziri locale mari, ceea ce face ca rezistenţa la rupere a materialului ce se prelucrează să se reducă mult. Reducîndu-se rezistenţa la rupere, se reduce şi efortul necesar aşchierii.

Degajarea maximă de căldură are loc pe rezistenţele echivalente de trecere între cuţit şi piesă şi pe rezistenţa aşchiei ce se desprinde.

Schema electrică echivalentă apare în figura 1: R_{tr1} — rezistenţa de trecere de la cuţit la aşchie; R_a — rezistenţa aşchiei; R_{tr2} — rezistenţa de trecere de la cuţit la piesă prin faţa de aşezare a cuţitului.

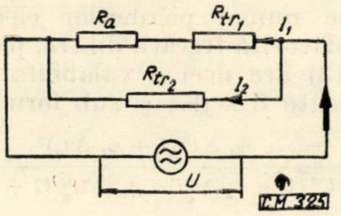


Fig. 1

Curentul total I absorbit de la sursa de tensiune alternativă U se împarte pe cele două căi în funcţie de mărimea rezistenţelor echivalente ale căilor.

Curentul total absorbit de la sursă este dat de relaţia:

$$I = \frac{U}{R_e}, \text{ unde } R_e = \frac{(R_a + R_{tr1})\, R_{tr2}}{R_a + R_{tr1} + R_{tr2}}, \tag{1}$$

iar curenţii I_1 şi I_2, respectiv curenţii care trec prin rezistenţele $(R_{tr1} + R_a)$ şi R_{tr2} sînt daţi de relaţiile:

$$I_1 = \frac{U}{R_a + R_{tr1}}; \; I_2 = \frac{R}{R_{tr2}}. \tag{2}$$

Cantitatea de căldură dezvoltată în fiecare rezistenţă, la trecerea curenţilor, este, pentru unitatea de timp, egală cu:

$$Q_{tr1} = A R_{tr1} I_1^2; \; Q_a = A R_a I_1^2; \; Q_{tr2} = A R_{tr2} I_2^2. \tag{3}$$

Dacă în relaţiile (3) se înlocuiesc valorile curenţilor din relaţiile (2), se obţine:

$$Q_{tr1} = A\, U^2 \frac{R_{tr1}}{(R_a + R_{tr1})^2}; \quad Q_a = A\, U^2 \frac{R_a}{(R_a + R_{tr1})^2};$$

$$Q_{tr2} = A\, U^2 \frac{R_{tr2}}{R_{tr2}^2}. \tag{4}$$

În regim staţionar, creşterea locală a temperaturii este proporţională cu cantitatea de căldură dezvoltată la trecerea curentului:

$$\Delta t_1^0 = k_{t_1^0}\, A\, U^2 \frac{R_{tr1}}{(R_a + R_{tr1})^2};$$

$$\Delta t_a^0 = k_{t_a^0}\, A\, U^2 \frac{R_a}{(R_a + R_{tr1})^2}; \; \Delta t_2^0 = k_{t_2^0}\, A\, U^2 \frac{1}{R_{tr2}}. \tag{5}$$

Rezistenţa de trecere este o mărime influenţată atît de presiunea pe suprafeţele ce vin în contact, cît şi de temperatura acestor suprafeţe. Cele arătate sînt valabile pentru cazul în care nu se ia în considerare existenţa unor straturi de oxid între suprafeţele ce vin în contact.

Teoria contactelor arată că rezistenţa de contact este dată de o relaţie de forma:

$$R_{tr1} = k_r\, \rho_e \sqrt{\frac{\sigma}{P}}\,(1 + k_{t^0}\, \alpha\, \Delta t^\circ), \tag{6}$$

unde:

k_r şi k_{t^0} reprezintă coeficienţi ce ţin seamă de forma pieselor ce vin în contact şi de temperatura locală;
ρ_e — rezistivitatea echivalentă a metalelor ce vin în contact;
P — forţa care apasă pe contact;
σ — efortul specific pe feţele de contact;
α — coeficientul de variaţie a rezistenţei în funcţie de temperatură.

Rezistenţa de contact a aşchiei este dată, ţinînd seamă de relaţia (6), de următoarea expresie:

$$R_a = \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t_a), \tag{7}$$

unde:

l_a şi q_a reprezintă lungimea şi secţiunea transversală a aşchiei;

ρ_a — rezistenţa electrică specifică a materialului care se prelucrează.

Forţa necesară pentru desprinderea aşchiei este proporţională cu rezistenţa de rupere a materialului. Rezistenţa la rupere depinde aproximativ hiperbolic de temperatură. Cu cît temperatura este mai mare, cu atît rezistenţa la rupere scade (după ce se depăşeşte o anumită temperatură, de obicei cuprinsă între 200 şi 300°C). Dependenţa rezistenţei la rupere de temperatură poate fi pusă sub forma:

$$\sigma_{rup} = \frac{k_\sigma}{\Delta t^{on}}, \tag{8}$$

n fiind un coeficient care depinde de materialul ales. Deoarece, pentru o aşchie dată, relaţia dintre forţa necesară aşchierii şi rezistenţa la rupere este de forma:

$$P = k_p \sigma_{rup}, \tag{9}$$

se obţine dependenţa forţei de temperatură sub forma:

$$P = k_p \frac{k_\sigma}{\Delta t^{on}}. \tag{10}$$

Avînd aceste relaţii stabilite, se poate determina dependenţa forţei de aşchiere de tensiunea sursei, de elementele aşchiei şi ale materialului de aşchiat, precum şi ale sculei, respectiv ale cuţitului.

Se obţine astfel:

$$\Delta t^0_a = k_{t^0_a} A U^2 \frac{\rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)}{\left[\rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a) + k_r\,\rho_e \sqrt{\frac{\sigma}{P}}(1 + k'_{t^0_a}\,\alpha_e \Delta t^0_a)\right]^2} \tag{11}$$

sau:

$$\Delta t^0_a \left[\rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a) + k_r\,\rho_e \sqrt{\frac{\sigma}{P}}(1 + k'_{t^0_a}\,\alpha_e \Delta t^0_a)\right]^2 =$$

$$= k_{t^0_a} A U^2\, \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)\, \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a) +$$

$$+ k_r\,\rho_e \sqrt{\frac{\sigma}{P}}(1 + k'_{t^0_a}\,\alpha_e\,\Delta t^0_a) =$$

$$= \sqrt{\frac{k_{t^0_a} A\, U^2\, \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)}{\Delta t^0_a}}\; k_r\,\rho_e \sqrt{\frac{\sigma}{P}}(1 +$$

$$+ k'_{t^0_a}\,\alpha_e\,\Delta t^0_a) = \sqrt{\frac{k_{t^0_a} A U^2\, \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)}{\Delta t^0_a}} -$$

$$- \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a);$$

de unde:

$$\sqrt{\frac{\sigma}{P}} =$$

$$= \frac{\sqrt{\frac{k_{t^0_a} A U^2\, \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)}{\Delta t^0_a}} - \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)}{k_r\,\rho_e(1 + k'_{t^0_a}\,\alpha_e\,\Delta t^0_a)},$$

$$\sqrt{\frac{\sigma}{P}} =$$

$$= \frac{\left[\sqrt{k_{t^0_a} A U^2 \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)} - \sqrt{\Delta t^0_a}\,\rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)\right]}{\sqrt{\Delta t^0_a}\,[k_r\,\rho_e(1 + k'_{t^0_a}\,\alpha_e\,\Delta t^0_a)]}. \tag{12}$$

Din relaţia (12) se obţine valoarea efortului de aşchiere care este:

$$P =$$

$$= \frac{\sigma \Delta t^0_a\,[k_r\,\rho_e(1 + k'_{t^0_a}\,\alpha_e\,\Delta t^0_a)]^2}{\left[\sqrt{k_{t^0_a} A U^2 \rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta_{t^a_0})} - \sqrt{\Delta t^0_a}\,\rho_a \frac{l_a}{q_a}(1 + k_{t^0}\,\alpha\,\Delta t^0_a)\right]^2}. \tag{13}$$

Analizînd relaţia (13) se vede că o dată cu creşterea tensiunii efortul de aşchiere trebuie să scadă. De asemenea, efortul de aşchiere scade şi cu creşterea temperaturii, întrucît variaţiile de temperatură fac ca numitorul acestei relaţii să crească mai repede decît numărătorul ei.

În relaţia (13) creşterea temperaturii nu corespunde numai pierderilor electrice, ci şi încălzirii datorită frecării dintre, piesă şi cuţit. Relaţia (13) are deci o valabilitate generală. Ea mai poate fi scrisă şi sub forma:

$$P = \frac{\psi_1\,\Delta t^0_a(1 + \varphi_1\,\Delta t_a)^2}{[\sqrt{\psi_2\,U^2(1 + \varphi_2\,\Delta t^0_a)} - \varphi_3\sqrt{\Delta t^0_a}\,(1 + \varphi_2\,\Delta t^0_a)]^2}. \tag{14}$$

Datorită faptului că aşchierea metalului se face în stare plastică, calitatea suprafeţei este mult îmbunătăţită. Îmbunătăţirea calităţii suprafeţei se datoreşte şi faptului (care de altfel este preponderent) că, de la cuţit la piesă, curentul trece prin faţa de aşezare. Deoarece forţa de presare pe această faţă este mică, rezistenţa de trecere este mare, ceea ce face ca curentul care trece prin această faţă să fie mic. Din cauza contactului imperfect se realizează întreruperi succesive ale contactelor punctiforme, fapt care face ca vîrfurile acestor contacte să fie topite de arcul electric ce se formează la întrerupere.

Topirea vîrfurilor atrage după sine reducerea înălţimii asperităţilor, ceea ce duce implicit la îmbunătăţirea calităţii suprafeţei prelucrate după această metodă.

La prelucrarea pieselor confecţionate din oţeluri dure şi foarte dure după metodele obişnuite, uzura sculelor este foarte intensă, ceea ce atrage după sine o precizie mică de prelucrare, o calitate inferioară a suprafeţei prelucrate, un consum mare de scule aşchietoare, o productivitate scăzută şi un preţ de cost ridicat.

Din rezultatele experimentale obţinute de autor [1] se pot trage următoarele concluzii referitoare la avantajele multiple pe care le oferă prelucrarea metalelor foarte dure şi a celor călite prin introducerea de curent electric în zona de aşchiere, şi anume :

— dispare uzura pe faţa de degajare, iar uzura pe faţa de aşezare se micşorează pînă la 1,5 ori faţă de cazul strunjirii fără curent electric, ceea ce duce la o creştere corespunzătoare a durabilităţii sculei, deci la un consum de scule (respectiv de carburi metalice) de 1,5 ori mai mici ;

— prin mărirea durabilităţii muchiei aşchietoare a sculei se micşorează timpul auxiliar consumat cu ascuţirea şi înlocuirea ei, fapt ce măreşte implicit productivitatea muncii ;

— se obţine o calitate a suprafeţei şi o precizie de prelucrare superioare, lucru ce permite înlocuirea prelucrării prin rectificare la multe piese ;

— pentru obţinerea tuturor acestor avantaje arătate, consumul de energie electrică este cu totul neglijabil (pînă la maximum 200 Wh).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, G.* Strunjirea pieselor dure prin introducerea curentului electric în zona de aşchiere. În : Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 3, 1961.

CZ 621.951.01 : 621.923.5.01

Contribuţii la studiul procesului de aşchiere şi al variaţiei presiunii specifice la honuire

Dr. ing. Vasile IONUŢ şi Iuliu FEJES

Mărirea durabilităţii în exploatare şi micşorarea greutăţii maşinilor duc la necesitatea unei continue perfecţionări a proceselor tehnologice de fabricaţie.

Printre metodele de prelucrare de finisare, o largă răspîndire în construcţia de maşini o are procesul de honuire care asigură o mai mare precizie a dimensiunilor şi formei geometrice şi o mai mică rugozitate a suprafeţelor prelucrate, concomitent cu o productivitate ridicată a muncii.

Honuirea a apărut ca procedeu de finisare a alezajelor în industria de armament şi apoi în cea de automobile, înlocuind operaţiile mai puţin productive ca lepuirea şi rodarea. În ultimul timp au apărut numeroase lucrări [1], [3] etc., care atestă eficacitatea honuirii faţă de alte operaţii ca rectificare, alezare fină, broşare etc. Mărirea adaosului de prelucrare îndepărtat prin honuire scurtează numărul operaţiilor de prelucrări mecanice în intervalul de la degroşare la finisare şi permite aplicarea honuirii nemijlocit după găurire, zencuire sau alezare de semifinisare. În S.U.A. şi U.R.S.S. se extinde aplicarea honuirii chiar şi la prelucrarea găurilor obţinute prin turnarea de precizie, precum şi la finisarea tuburilor trase, obţinîndu-se o precizie de prelucrare îmbunătăţită cu 2—4 clase, şi o mărire a coeficientului de netezime a suprafeţei cu 2—5 clase de rugozitate (după GOST 2789—59). Operaţia se poate aplica la aproape toate tipurile de materiale utilizate în construcţia de maşini, inclusiv sticla şi diferite materiale plastice. De asemenea, se prelucrează prin honuire alezajele conice sau înfundate, suprafeţele conice sau cilindrice exterioare, cum şi cîteva tipuri de suprafeţe plane şi suprafeţe profilate.

Deşi cunoscută şi aplicată de peste patru decenii, totuşi abia în ultimii ani honuirea a devenit obiectul unor cercetări sistematice. Se consideră astăzi că procesul de honuire reprezintă un proces mecanic de acţiune reciprocă dintre granulele abrazive şi stratul superficial al piesei ce se prelucrează, adică un caz particular al procesului de aşchiere. În consecinţă, procesul de honuire poate fi privit ca suma unui mare număr de zgîrieri cu particule abrazive, dispersate haotic pe suprafaţa de lucru a sculei, asigurîndu-se prin aceasta ridicarea în unitatea de timp a unui mare număr de microaşchii.

Aria suprafeţei de contact a sculei abrazive cu suprafaţa ce se prelucrează, cum şi numărul de granule abrazive ce acţionează simultan în procesul de honuire, depind de numărul, dimensiunea şi granulaţia barelor abrazive şi de presiunea specifică în zona de contact, acestea depăşind cu mult valorile realizate la rectificare. Astfel, de exemplu, la honuirea unui alezaj cu diametrul de 76 şi 203 mm lungime, cu bare abrazive de granulaţie 8, aria de contact este de 48,4 cm^2, iar numărul de granule abrazive ce acţionează simultan atinge cifra de 90 000. În cazul rectificării interioare a aceluiaşi alezaj, cu un disc de granulaţie 40, aria de contact ajunge la numai 0,36 cm^2, iar numărul de granule abrazive ce acţionează concomitent, la 48, adică de 2 000 de ori mai mic decît în cazul honuirii. Acest mare număr de granule abrazive ce acţionează simultan asigură o productivitate ridicată şi o presiune şi temperatură relativ scăzute în zona de aşchiere. Ca urmare, în scopul cercetării procesului de honuire este necesar a studia acţiunea fiecărei granule în parte.

Procesul microaşchierii se produce ca rezultat al pătrunderii porţiunilor de granule ce ies din liant în stratul superficial al piesei. De obicei, microaşchierea este considerată ca un proces de ridicare a aşchiilor, iar elementul aşchietor (de zgîriere) ca fiind absolut ascuţit. În realitate, vîrfurile granulelor abrazive au un grad diferit de ascuţire, aşa că alături de aşchierea cu porţiuni relativ ascuţite are loc o dislocare a metalului în părţile laterale ale granulelor (vîrfurilor) mai rotunjite (tocite).

Granulele abrazive fiind particule poligonale cu vîrfuri rotunjite, ceea ce le dă rezistenţa mecanică necesară la microaşchiere, asigură posibilitatea dezvoltării unor mari deformaţii plastice prin ridicarea de microaşchii foarte fine cu viteze scăzute de aşchiere. La honuirea unor cilindri din oţel călit, aşchiile au luat dimensiunile de 50 × 70÷100 × 80 μm.

Suprafaţa granulei abrazive fiind rugoasă poate avea pe vîrfurile sale microaşchii sau arii tocite, uzate. Mărimea razelor de rotunjire ρ, depinzînd de dimensiunile granulei (tabela 1), poate ajunge pînă la cîţiva microni. Prezenţa razelor de rotunjire măreşte valoarea negativă a unghiurilor de degajare prin ridicarea de aşchii metalice foarte subţiri şi influenţează substanţial procesul de microaşchiere.

Tabela 1

Granulaţia, g_a	50	40	25	16	3	M 28
Mărimea granulei, μm	600–500	420–355	300–250	150–125	40	28–20
ρ, μm	44	28	18	13	4	2,7

În condiţiile date ale microaşchierii, caracteristicile fizico-mecanice ale semifabricatului şi gradul de rotunjire al granulelor abrazive, adîncimea de pătrundere a granulei în material t depinde de mărimea forţelor de aşchiere F_y şi F_z (fig. 1). Forţele de aşchiere se determină în principal din valoarea presiunii specifice pe suprafaţa de contact dintre sculă şi semifabricat.

Valoarea deformaţiei plastice h sub acţiunea forţei F_y este mai mare în cazul materialelor plastice şi moi, comparativ cu materialele mai tari şi cu un grad mai mic de plasticitate. De exemplu, în cazul granulei de rază de rotunjire $\rho = 12$ μm şi pentru o forţă $F_y = 1{,}0$ gf, adîncimea zgîrieturii este de 5 μm pentru oţel şi de 15 μm pentru duraluminiu.

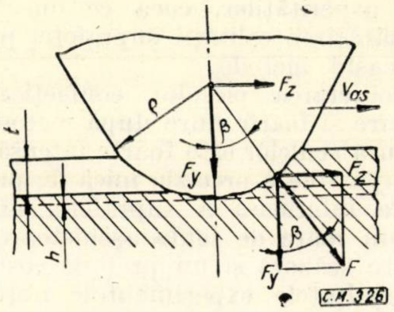


Fig. 1

Deformarea plastică are loc în toate direcţiile, în faţă, lateral şi sub granulele abrazive aşchietoare, ceea ce se vede în secţiunea transversală a unei zgîrieturi (fig. 2), pe unde a trecut o granulă cu vîrful aşchietor de rază ρ. Pe fundul zgîrieturii se observă o dungă strălucitoare de lăţime a reprezentînd porţiunea de material puternic deformată plastic; lăţimea totală pe care se observă zona deformaţiei este c, iar lăţimea zgîrieturii propriu-zise este b. Creşterea adîncimii de aşchiere, ca rezultat al măririi presiunii specifice, duce la creşterea volumului de material supus deformaţiei plastice în toate direcţiile.

Din cele arătate rezultă că un parametru important al procesului de honuire este presiunea specifică p, dintre barele abrazive şi suprafaţa ce se prelucrează, influenţînd asupra mărimii şi vitezei de îndepărtare a adaosului de prelucrare şi, în acelaşi timp, determinînd într-o măsură importantă rugozitatea suprafeţei prelucrate şi durabilitatea sculei abrazive. S-ar părea că, prin aplicarea unor forţe radiale constante asupra barelor abrazive, presiunea specifică rămîne constantă în timpul desfăşu-

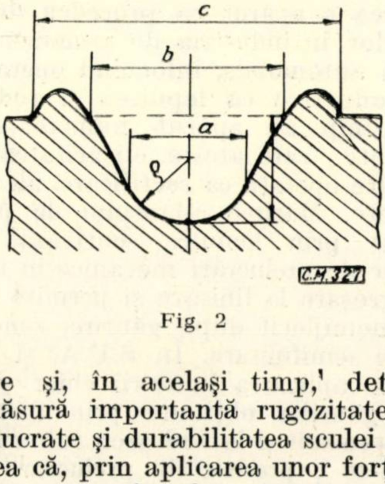


Fig. 2

rării procesului de honuire. În realitate, datorită pătrunderii, respectiv ieşirii sculei, cu valoarea l_d faţă de lungimea alezajului (fig. 4), aria suprafeţei de contact dintre barele abrazive şi piesă se schimbă, presiunea specifică variind atît în timp cît şi în funcţie de poziţia honului în lungul alezajului, variaţii ce pot atinge valori importante care influenţează modul de desfăşurare al honuirii şi deci precizia formei geometrice obţinute. Ca urmare, trebuie să se ţină seamă de presiunea specifică reală, atît ca valoare absolută, cît şi în legătură cu caracterul variaţiei acesteia.

În cazul cînd bara abrazivă este în contact pe toată lungimea sa cu piesa ce se prelucrează, apăsarea specifică are valoarea :

$$P_0 = \frac{F}{A_0}, \text{kgf/cm}^2, \tag{1}$$

în care :

A_0 este aria totală a suprafeţei de contact a barei, cm^2 ;

F — forţa de avans radial, kgf.

Dacă se consideră o depăşire Δl_i a barei abrazive faţă de lungimea alezajului (în care $0 \leqslant \Delta l_i \leqslant l_d$), aria suprafeţei de contact A_i va scădea, avînd loc o creştere a presiunii specifice :

$$p_i = p_0 + \Delta p_i.$$

Pentru aria suprafeţei de contact se poate considera expresia :

$$A_i = bl_b - b\,\Delta l_i = bl_b\left(1 - \frac{\Delta l_i}{l_b}\right), \tag{2}$$

respectiv :

$$A_i = A_0\left(1 - \frac{\Delta l_i}{l_b}\right), \tag{3}$$

în care :

b este lăţimea barei abrazive ;

l_b — lungimea barei abrazive.

Ca urmare, presiunea specifică la un moment dat va avea valoarea :

$$p_i = \frac{F}{A_0\left(1 - \frac{\Delta l_i}{l_b}\right)}$$

sau, luînd în considerare relaţia (1) :

$$p_i = p_0 \frac{1}{1 - \frac{\Delta l_i}{l_b}}. \tag{4}$$

În cazul cînd $\Delta l_i = 0$, presiunea specifică va avea valoarea minimă p_0. Pentru $\Delta l_i = l_b$, presiunea specifică are valoarea $p_i = \infty$.

Pentru urmărirea variaţiei presiunii, în raport cu presiunea specifică minimă, se va considera funcţia :

$$\Phi = \frac{p_i}{p_0} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta l_i}{l_b}} \tag{5}$$

reprezentată în figura 3.

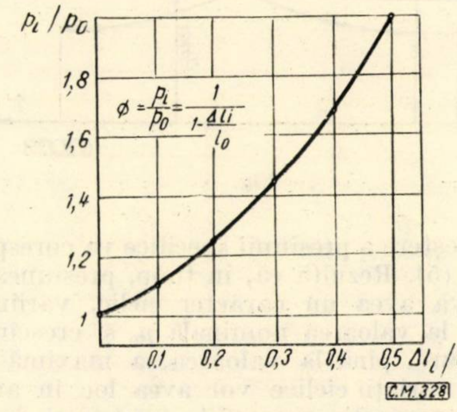


Fig. 3

Dacă se ia $p_0 = 1$, atunci :

$$p_i = \frac{1}{1 - \frac{\Delta l_i}{l_b}}. \tag{6}$$

Urmărindu-se variaţia presiunii, se constată că recomandările existente în literatură în legătură cu valoarea pătrunderii, respectiv ieşirii [1] :

$$l_d = \left(\frac{1}{3} \ldots \frac{1}{2}\right) l_b,$$

duc la o creştere a presiunii specifice de 1,5—2 ori, ceea ce poate produce o mărire perceptibilă a diametrului alezajului la cele două capete ale acestuia.

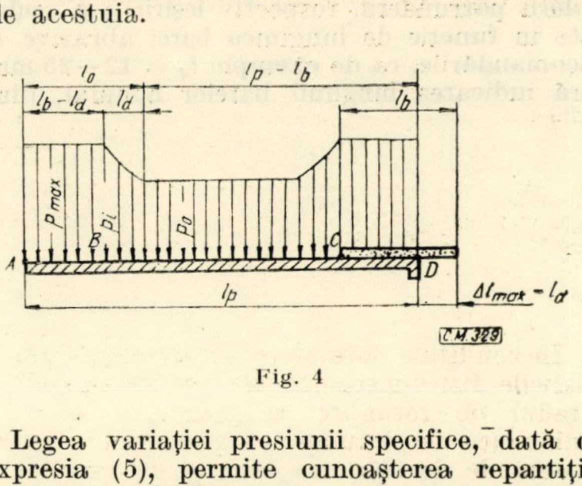


Fig. 4

Legea variaţiei presiunii specifice, dată de expresia (5), permite cunoaşterea repartiţiei în timp a valorilor maxime ale presiunii specifice, în lungul piesei (fig. 4).

Se observă că, în timp, presiunea specifică a oricărui punct din porțiunea AB și CD crește în mod continuu, pe măsură ce are loc ieșirea barei abrazive, și se micșorează în mod continuu, pe măsura pătrunderii barei în cilindru. Considerîndu-se v_a = constant, legea de creștere și descreștere a presiunii specifice va corespunde relației (5). Rezultă că, în timp, presiunea specifică va avea un caracter ciclic, variind de la zero la valoarea nominală p_0 și crescînd, în continuare, pînă la valoarea sa maximă p_{max}. Aceste variații ciclice vor avea loc în ambele sensuri, respectiv vor exista creșteri și descreșteri ale presiunii specifice (fig. 5).

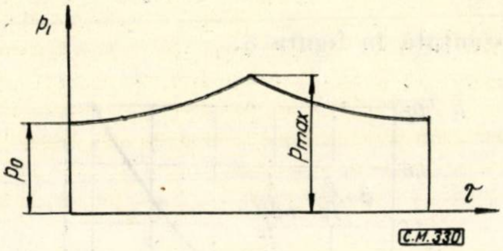


Fig. 5

Cele menționate arată în mod clar că singura recomandare valabilă în legătură cu alegerea valorii pătrunderii, respectiv ieșirii l_d a sculei, este în funcție de lungimea barei abrazive l_b, recomandările, ca de exemplu $l_d = 12-25$ mm, fără indicarea lungimii barelor honului, fiind neprecise și netinînd seamă de influența factorului de bază (presiunea specifică) asupra rezultatelor obținute.

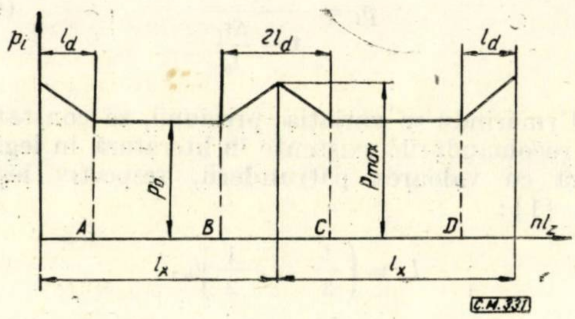


Fig. 6

Dacă se reprezintă variația presiunii specifice în timpul unei curse duble a sculei, $2l_x$, considerîndu-se lungimea barelor abrazive mai mică decît lungimea alezajului honuit ($l_b < l_p$), se observă că valoarea cursei honului, în timpul căreia presiunea specifică este egală cu cea nominală p_0, va fi cu atît mai lungă cu cît lungimea piesei prelucrate va fi mai mare față de dimensiunea barelor abrazive (fig. 6). Rezultă o concluzie importantă în legătură cu recomandările făcute în ceea ce privește lungimea barelor abrazive care trebuie să fie dată în raport cu lungimea cilindrului prelucrat.

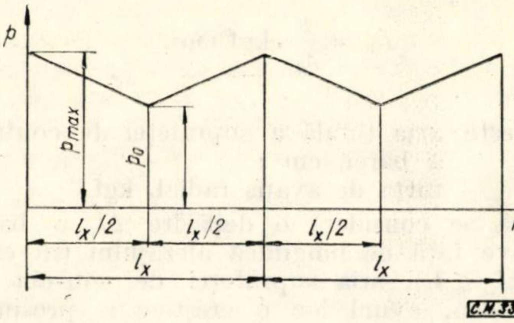


Fig. 7

În nici un caz lungimea barei abrazive nu se va lua mai lungă decît piesa prelucrată, deoarece considerarea unor bare abrazive de lungime egală (fig. 7) sau mai mare decît lungimea piesei face ca procesul de honuire să se desfășoare în prezența unor presiuni specifice variabile, care ajung pînă la de două ori valoarea nominală și care măresc erorile geometrice ale alezajului honuit.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Shigeharu Kabayshi*. Developments in automatic honing machins. În: Machinery, vol. 106, nr. 2724, 1965.

[2] *Outrata, J.* Honovani. Praga, 1963.

[3] *Naerman, M. C.* Honingovanie s balișim siomom v mesto șlifovania. În: Novie issledovania proțesî i instrumentî dlea abrazîvnoi i almaznoi obrabotki. Moscova, 1963.

CZ 621.43 – 233.2.004 : 621.822 (498)

Organizarea fabricației mașinilor-unelte pe familii de piese, la Uzina mecanică Cugir

Nicolae MARCEA și Daniel PĂNESCU

Procesul continuu de perfecționare și adaptare la cerințele progresului tehnic reclamă o permanentă preocupare în toate domeniile de activitate, printre care și acela al construcțiilor de mașini.

Potrivit Directivelor trasate de Congresul al IX-lea al P.C.R., producția de mașini-unelte de așchiat metale pe perioada 1966—1970 va crește cu 40%, fapt ce necesită luarea de măsuri corespunzătoare în vederea realizării acestor sarcini.

În articolul de față se arată modul cum a fost organizată fabricația mașinilor-unelte (piese mijlocii și mici) la Uzina mecanică Cugir, măsurile luate în vederea realizării planului de perspectivă, cum și rezultatele obținute în această acțiune.

Programul de fabricație. Programul de fabricație al uzinei cuprinde executarea unor mașini-unelte de așchiat metale ale căror serii se încadrează în unele tipuri de producție variind între producția de unicate, ca : prototipuri, serii zero etc., pînă la producția în serie mare [1], fapt ce complică în plus modul de organizare al fabricației.

Dinamica de producție. Dată fiind diversitatea mașinilor-unelte fabricate de uzină în ce privește tipul, seria anuală, componența (structura), prețul etc., la stabilirea planului de producție a apărut problema unităților de măsură care trebuie folosite, pentru a reprezenta volumul real al sarcinii de producție. Această problemă a fost rezolvată tehnic, atunci cînd s-au primit cifrele de plan, la fabricația mașinilor-unelte pe anul 1965 și în continuare.

Comparînd cifrele de plan și considerînd cele din 1964 egale cu 100%, sarcinile pe ani au înregistrat valorile indicate în tabela 1.

Tabela 1

	Dinamica anuală, %			
	1964	1965	1966	1967
Bucăți (mașini-unelte)	100	114	135	179
Tone	100	115	134	184
Valori (preț comparativ)	100	120	146	198
Volum de muncă (ore)	100	121	140	180

Din această tabelă se poate vedea lipsa unei corelații între diferiții factori luați în considerare, indicele variind după modul de diversificare și combinație al sortimentelor de producție. Dată fiind această diversitate de sortimente, cu întrebuințări diferite și construcție specifică (mașini de frezat, de rectificat, de ascuțit scule etc.), piesele componente ce urmau a fi uzinate erau foarte variate. Astfel, la mașinile de frezat predomină roțile dințate, axele canelate, pe cîtă vreme la mașinile de rectificat aceste elemente lipsesc aproape complet. Acest aspect duce la o gamă largă de mașini de așchiat metale necesare în atelierul de uzinare. Se pune problema stabilirii numărului acestora, a amplasării lor judicioase pentru a scurta spațiile de manipulare a pieselor, a încărcării corespunzătoare a acestora.

Precizarea factorilor de influență. Din punct de vedere al determinării planului de producție, indicele principal este acela care indică sortimentele și numărul de bucăți, restul indicilor fiind valori derivate.

Pentru stabilirea încărcării, în mod normal se face comparația între capacitatea existentă și capacitatea necesară în ore conform planului, de unde rezultă lipsa sau excedentul de capacitate.

Cum însă din diferite sondaje făcute anterior a reieșit că lipsa de capacitate nu este singura cauză care influențează buna desfășurare a producției, conducerea uzinei a ajuns la concluzia că la aceasta se adaugă factori de natură organizatorică.

Această convingere a fost întărită și de lipsa unui sistem eficace care să asigure coordonarea, urmărirea și uzinarea pieselor mijlocii și mărunte care compun mașinile-unelte, al căror număr depășea 9 000 de repere, dintre care numărul reperelor specifice atingea cifra de 5 500.

Pentru formarea unei imagini asupra complexului ce se naște în hala de uzinare a celor 9 000 de repere, cu un număr de aproximativ 45 000 de operații, trebuie menționat că numărul pieselor în mișcare lunar este de ordinul sutelor de mii.

La greutățile menționate s-a adăugat atît faptul că dotația cu utilaje nu a ținut pasul cu dinamica producției, cît și modul de amplasare a utilajului, predominînd aranjamentul pe genuri de mașini, specific tipului de producție universală, unicală sau de serie mică.

Toate aceste lucruri fiind cunoscute, conducerea uzinelor a hotărît luarea unor măsuri de reorganizare a fabricației de mașini-unelte, care să corespundă din punct de vedere științific, asigurînd respectarea unei evidențe clare și raționale de programare și umărire a pieselor în fabricație denumită „organizarea fabricației pe familii de piese", adică organizarea uzinării reperelor după configurația lor și felul prelucrării (axe, bucșe, roți dințate etc.).

Modul de organizare. Pentru a fi posibilă organizarea pe familii de piese a fost necesară o serie de lucrări pregătitoare, prima lucrare de acest fel fiind clasificarea reperelor pe produse și grupe de piese, făcute pe baza desenelor de fabricație [2]. În acest scop s-a analizat, pe fiecare produs în parte, reper de reper, clasificîndu-se pe 10 grupe de piese (familii), după cum urmează : 1) bucșe, lagăre ; 2) tambure, flanșe ; 3) roți dințate ; 4) axe, șuruburi de conducere ; 5) piese mărunte ; 6) nipluri, ștuțuri ; 7) glisiere, prisme : 8) pîrghii, furci ; 9) capace ; 10) carcase.

De menționat este faptul că la clasificarea reperelor s-a ținut seamă, în primul rînd, de forma tehnologică a piesei și nu de denumirea funcțională.

Întrucît pînă la încheierea lucrărilor respective nu a fost elaborat un sistem unic de clasificare pentru această acțiune nu s-a folosit sistemul de clasificare zecimal. Rezultatul clasificării a fost consemnat în liste speciale de produse și grupe de piese, cu indicarea reperului (numărul de desen) ; a reieșit un număr de peste 2 700 de repere specifice (reprezentative) a căror totalizare este redată în tabela 2.

O a doua lucrare pregătitoare a constat în extragerea consumului de muncă în minute pe reper și produs, familii de piese și repere, și totalizarea timpului pe produs, tipuri de mașini, precum și încărcarea în ore/an, ținînd seamă de planul de producție. Rezultatul apare în tabela 3.

Tabela 2

Grupa	Denumirea grupei (familiei)	Mașină de frezat universală FU 1		Cap divizor		Cap vertical		Menghină rotativă		Mașină de frezat dantura FD 320		Mașină de rectificat universală RU. 200		Mașină de rectificat plan RP 250		Mașină de ascuțit scule UAS 200		Total	
		Rep.	%	Rep.	%	Rep.	%	Rep.	%	Rep.	%	Rep.	%	Rep.	%	Rep.	%	Rep.	%
1	Bucșe, lagăre	169	25,4	14	11,6	7	28	3	19	154	22,2	94	16,3	45	13,3	48	15,5	524	19,2
2	Tambure, flanșe	34	5	5	4,1	2	8	1	6	43	6,2	40	7	34	10	29	9,4	188	6,9
3	Roți dințate	69	10,4	25	20,7	4	16	—	—	107	15,4	28	4,9	22	6,5	4	1,3	259	9,4
4	Axe, șuruburi	66	10	12	10	5	20	1	6	90	13	33	5,8	25	7,4	21	6,8	253	9,2
5	Piese mărunte	197	29,5	44	36,3	4	16	4	25	175	25	185	32,3	108	32	128	41,2	845	31
6	Nipluri, ștuțuri	52	8	—	—	—	—	—	—	24	3,5	41	7,2	35	10,4	1	0,3	153	5,4
7	Glisiere, prisme	26	4	5	4,1	1	4	5	31,5	13	1,9	72	12,6	36	10,6	40	13	208	7,4
8	Pîrghii, furci	38	5,7	10	8,2	—	—	2	12,5	41	6	45	7,8	6	1,8	19	6,1	161	6
9	Capace	5	0,7	—	—	1	4	—	—	23	3,3	15	2,6	17	5	5	1,6	66	2,4
10	Carcase	9	1,3	6	5	1	4	—	—	24	3,5	20	3,5	10	3	15	4,8	85	3,1
	TOTAL :	665	100	121	100	25	100	16	100	694	100	573	100	338	100	310	100	2742	100

Tabela 3

Grupa (familia de piese)	Reperul (număr de desen)	Utilajul					
		strung paralel Ø 400	strung de copiat cu program SP 31	mașină de frezat vertical 325 × 1250	mașină de găurit radial Ø 40	mașină de rectificat $L = 1000$	etc.
Produsul A							
1. Bucșe-lagăre-inele	01 – 07	36,4	—	—	—	6,0	
	01 – 37	31,3	—	15,0	—	—	
Total : min/produs		2 960	—	61,8	—	466,8	
Total : ore/an		24 685	—	515	—	3 890	
2. Tambure, flanșe							
Total : min/produs							
Total : ore/an							
etc.							
Produsul B etc.							

După stabilirea volumului anual de încărcare pe produse și grupe de piese, s-a trecut la centralizarea acestuia pe familii de piese, în vederea formării unor unități tehnologico-administrative denumite ateliere. În acest scop s-a stabilit, pentru fiecare familie de piese, numărul de utilaje reieșit din calcul, cît și cel adoptat, conform tabelei 4.

Tabela 4

Grupa (familia) pieselor	U.M.	Utilajul					
		strung paralel ⌀ 400	strung copiat cu program SP 31	mașină de frezat vertical 325 × 1250	mașină de găurit radial ⌀ 40	mașină de rectificat exterior L = 1000	etc.
1. *Bucșe-lagăre-inele*							
Produsul A	ore/an	24 685	—	515	—	3 890	
Produsul B	ore/an	5 120	—	125	—		
etc.							
Total	ore/an	54 800	—	5 440	—	9 300	
Nr. de mașini calculat	buc.	11,8	—	1,17	—	2	
Nr. de mașini adoptat	buc.	12	—	2	—	2	
2. *Tambure și flanșe*							
Produsul A	ore/an						
etc.							
Total	ore/an	22 806	—	3 580	975	2 560	
Nr. de mașini calculat	buc.	4,92	—	0,77	0,21	0,55	
Nr. de mașini adoptat	buc.	5	—	1	—	1	
3. *Roți dințate*			—				
etc.							

Calculul s-a efectuat admițînd regimul de lucru în două schimburi, cu un fond anual de 4 650 ore mașină și 2 200 ore pentru muncitori, urmînd ca schimbul trei să constituie o rezervă a locurilor înguste.

În vederea stabilirii strictului necesar de utilaje, mai ales acolo unde prețul acestora reprezintă valori importante, s-a avut în vedere comasarea încărcării, respectiv colaborării între ateliere. Raportul procentual rezultat pe tipuri de utilaje este arătat în tabela 5.

Organizarea atelierelor. Prin comasarea utilajelor insuficient încărcate, ținînd în același timp seamă de similitudinea tehnologică a diferitelor familii de piese, a reieșit necesitatea organizării unui număr de cinci ateliere, și anume :

- atelierul I : bucșe, lagăre, tambure și flanșe ;
- atelierul II : roți dințate și cuplaje ;
- atelierul III : axe și șuruburi conducătoare ;
- atelierul IV : piese mărunte, nipluri, ștuțuri ;
- atelierul V : glisiere, prisme, pîrghii, furci, capace și carcase.

Se menționează că uzinarea pieselor grele care se execută într-o hală separată (atelierul VI) nu a suferit modificări organizatorice.

Amplasarea utilajului. La amplasarea utilajelor în cele cinci ateliere s-a ținut seamă, pe cît a fost posibil, de succesiunea operațiilor, în paralel cu încărcarea utilajelor, obținîndu-se în acest mod formarea unor linii de semiflux tehnologic [3].

Pentru aceasta a fost necesară întocmirea și suprapunerea unor desfășurări tehnologice pentru reperele mai importante. Se prezintă, spre exemplificare, pentru atelierul II — roți dințate, formarea fluxului pe scheletul următoarei desfășurări : 1) strunjire ; 2) rectificare plană ; 3) demagnetizare ; 4) control I ; 5) prelucrarea danturii ; 6) ajustare ; 7) șeveruire ; 8) frezare ; 9) control II ; 10) tratament termic ; 11) strunjit stratul cementat ; 12) broșat caneluri ; 13) tratament de suprafață ; 14) rectificare plană ; 15) rectificare interioară ; 16) rectificat dantură sau rodaj ; 17) calibrat caneluri ; 18) control final.

La organizarea atelierelor s-a avut în vedere efectuarea unui număr minim de schimbări (păstrarea vechiului schelet), reușindu-se a se menține pe vechiul amplasament peste 25% din utilaje. Tot timpul cît au durat lucrările de reamplasare și instalare a mașinilor, producția a continuat să se desfășoare într-un ritm ceva mai scăzut, pentru ca în scurt timp să reintre în normal, obținîndu-se în cele din urmă rezultatele scontate.

Tabela 5

Denumirea utilajului	Numărul de mașini-unelte în %, uzinare piese mijlocii și mici de mașini-unelte I bucșe, lagăre, flanșe	II roți dințate	III axe, șuruburi conducătoare	IV piese mărunte	V piese prismatice carcase	total pe secție	Obs.
Mașini de găurit	11	2	3,5	6	16	8	
Strunguri paralele	47,5	26	51	39	12	33,5	
Strunguri revolver	3	2	—	11	—	2,5	
Strung automat cu un ax	—	—	—	3	—	0,5	
Mașini de frezat și alezat	—	—	—	—	5	1	
Mașini de frezat	8	4	14	17	47,5	18	
Șeping-morteze	3	2	—	6	5	3	
Mașini de danturat	—	32	3,5	—	—	9	
Mașini de broșat	—	2	—	—	—	0,5	
Mașini de rectificat exterior	8	2	14	3	—	5	
Mașini de rectificat fără centru	—	—	—	6	—	1	
Mașini de rectificat plan	3	4	—	3	12	5	
Mașini de rectificat interior	11	6	3,5	3	—	5	
Mașini de rectificat filet	—	—	7	—	—	1	
Mașini de rectificat dantura	—	14	3,5	—	—	4	
Diverse utilaje	5,5	4	—	3	2,5	3	
Total, %	100	100	100	100	100	100	

Rezultatele obținute. Prin acțiunea de organizare a fabricației mașinilor-unelte pe familii de piese, pusă în aplicare în anul 1965, ale cărei lucrări pregătitoare au fost întocmite de un colectiv, s-au obținut o serie de rezultate corespunzătoare.

Astfel, s-a ajuns la o grupare a reperelor pe specific de uzinare care permite : specializarea muncitorilor pe anumite genuri de prelucrări ; o încărcare mai uniformă a utilajelor ; posibilitatea de specializare a utilajului prin folosirea unor procedee tehnologice avansate (cum ar fi utilizarea mai multor scule specializate), precum și asigurarea dotării cu SDV-uri a fiecărui loc de muncă.

S-au mai obținut : o urmărire mai ușoară a producției ; posibilitatea programării producției pe om și mașină ; micșorarea circuitului pieselor în timpul execuției, atelierul dispunînd de toate genurile de mașini specifice prelucrărilor respective ; posibilitatea de aplicare a tehnologiei de grup ; posibilitatea programării producției și optimizarea loturilor prin metode de calcul folosind calculatoarele electronice.

A mai rezultat o creștere a producției față de 1964 cu 104% în 1965 (măsura a fost pusă în aplicare în semestrul II/1965) și cu 165% în 1966.

Această realizare se datorește în parte și creșterii numărului de utilaje, care în urma calculului a reieșit că trebuie majorat cu circa 20%, ceea ce a făcut posibilă creșterea producției cu peste 45%.

Productivitatea muncii a crescut cu 11% în condițiile îmbunătățirii producției și ale unor noi sortimente, ca serii zero (realizarea planului tehnic etc.).

Manopera specifică pe produse s-a redus cu 6—15%, diferențiat pe produse.

În concluzie, adoptarea metodei de organizare a fabricației pe familii de piese își dovedește eficiența din punct de vedere tehnico-economic și poate fi utilizată cu succes la fabricarea mașinilor-unelte, în cazurile producției diversificate.

BIBLIOGRAFIE

[1] Mașinostroenie, vol. 15. Moscova, 1946.

[2] *Mitrofanov, S. P.* Tehnologia de grup în construcția de mașini. București, Editura tehnică, 1962.

[3] *Demianiuk, F. S.* Bazele tehnologice ale producției în flux și automatizate. București, Editura tehnică, 1962.

CZ 621.43−233.2.004 : 621.822 (498)

Despre influența factorilor constructivi și tehnologici asupra comportării pieselor motoarelor cu ardere internă în exploatare

Anton LEONTE

Comportarea bună în exploatare a pieselor motoarelor cu ardere internă din punct de vedere funcțional și al durabilității constituie o problemă de actualitate deosebită, deoarece asigurarea unor astfel de condiții creează premisele pentru mărirea performanțelor. Pentru realizarea acestui scop, care poate fi exprimat în cifre prin dinamica greutății specifice (kg/CP), a consumului specific de combustibil (g/CPh) și a duratei de funcționare, la unele piese importante ale motoarelor cu ardere internă se poate lua o serie de măsuri de natură constructivă sau tehnologică. Desigur că aplicarea unor măsuri este legată întotdeauna și de costul mai ridicat al pieselor respective, ceea ce face să intervină și aspectul economic al fabricației; mai departe, dacă problema este analizată și din punctul de vedere al necesității obiective de dezvoltare în producție de masă și al introducerii mecanizării și automatizării, rezultă că trebuie să existe o preocupare continuă pentru a se asigura creșterea performanțelor și mărirea durabilității, fără afectarea substanțială a costului. Față de cele două căi posibile de urmat, se poate afirma că forma constructivă a pieselor motoarelor cu ardere internă (cu excepția motorului cu piston rotativ) nu a suferit schimbări esențiale pînă acum, în timp ce procedeele tehnologice au avut o largă dezvoltare. Astfel, la piesele cu importanță funcțională s-au dezvoltat procese tehnologice care le îmbunătățesc efectiv capacitatea de încărcare și rezistența la solicitări complexe. La piesele care se execută în număr mare de bucăți s-au dezvoltat mai mult procedeele care se referă la productivitate, creîndu-se dispozitive, mașini-unelte și instalații speciale pentru prelucrare.

În cele ce urmează se expun cîteva forme constructive și procedee tehnologice a căror aplicare influențează în mod favorabil comportarea ansamblului lagărelor paliere la motoarele Diesel cu șase și doisprezece cilindri, din fabricația Uzinelor „23 August”.

1. *Descrierea ansamblului constructiv* (*fig. 1*)

Ansamblul lagărului palier se compune din corpul lagărului *1* care este chiar scutul carterului, capacul lagărului *2*, bucșele de centrare *3*, prezoanele *4* și *6*, piulițele de strîngere *5* și *7* și șaibele *8*. Corpul lagărului este executat din aliaj de aluminiu-siliciu turnat și tratat termic la duritatea 90−120 HB. Capacul este de asemenea executat din aliaj de aluminiu (RR 59), însă extrudat și apoi matrițat pentru realizarea structurii de rezistență din partea superioară care este adecvată preluării sarcinilor mari. Bucșele de centrare *3* au rolul de încastrare a capacului în corpul lagărului (ajustaj în clasa de precizie 2), astfel ca să nu existe posibilitatea deplasării relative a acestora, precum și de a crea pentru piulițele de strîngere o suprafață de așezare dură și corectă din punct de vedere geometric; ele sînt executate din oțel de îmbunătățire tratat termic.

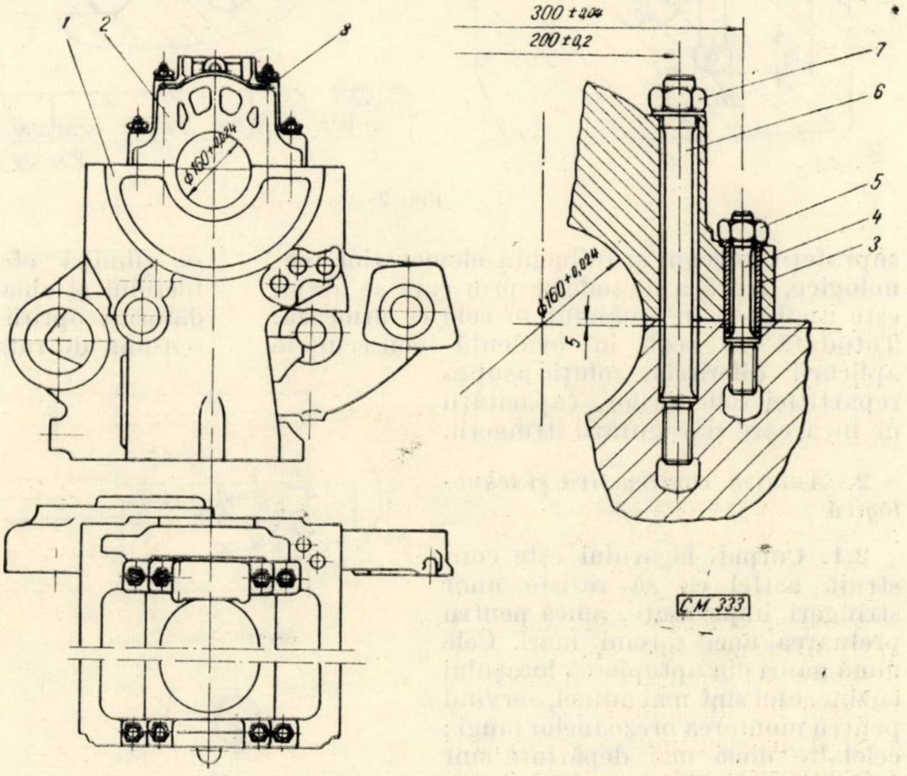
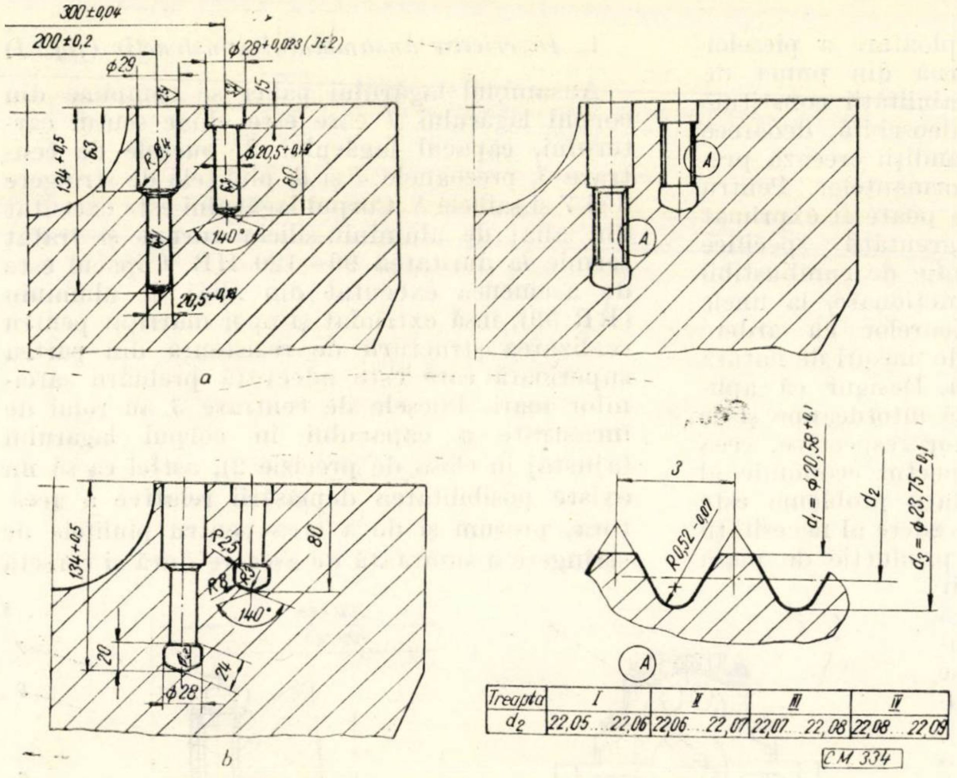


Fig. 1

Prezoanele de strîngere *4* și *6* sînt executate din oțel de îmbunătățire 41 C 10 tratat termic la 95−110 kgf/mm², iar piulițele din OLC 45.

Scurta descriere a acestei forme constructive se referă numai la rolul din punct de vedere funcțional al organelor componente ale ansamblului, precum și la materialele din care sînt executate organele. Justificarea formei fiecărei suprafețe, precum și influența elementelor tehnologice, adică a metodelor prin care se obțin, este analizată în amănunt în cele ce urmează. Totodată se scot în evidență consecințele aplicării diferitelor soluții asupra repartiției solicitărilor, capacității de încărcare și asigurării strîngerii.



Treapta	I	II	III	IV
d_2	22,05...22,06	22,06...22,07	22,07...22,08	22,08...22,09

Fig. 2

2. *Analiza constructivă și tehnologică*

2.1. Corpul lagărului este construit astfel ca să reziste unor strîngeri importante, adică pentru preluarea unei sarcini mari. Cele două găuri din apropierea locașului cuzinetului sînt mai adînci, servind pentru montarea prezoanelor lungi ; celelalte două mai depărtate sînt mai puțin adînci și servesc în partea superioară ca suprafață de ghidare pentru bucșele de centrare. Acest rol funcțional rezultă și din toleranța distanței dintre axe : ± 0,2 mm pentru primele găuri și ± 0,04 mm pentru celelalte, precum și din clasa de precizie (JE2) și calitatea de suprafață (3,2 μ) a locașului bucșelor.

Pentru realizarea acestor condiții prelucrarea se face prin găurire, adîncire și alezare (fig. 2,*a*), folosind un dispozitiv cu bucșe de conducere înalte, schimbabile ; datorită lungimii mari de conducere a bucșelor se asigură perpendicularitatea axelor găurilor pe suprafața de îmbinare a corpului cu capacul.

Într-o operație următoare se execută degajările de la fundul găurilor (fig. 2,*b*) și apoi filetul special M 24 (fig. 2, *c*). Degajările se execută cu un burghiu special (fig. 3) care este introdus excentric în gaură, iar apoi se autocentrează prin apăsare pe suprafața conică 140° de la bază. Introducerea relativ recentă a acestor degajări la filet a adus îmbunătățiri efective ale piesei datorită următoarelor elemente :

— se asigură filetarea corectă pînă la fundul găurii (tarodul avînd ieșire) în sensul eliminării efectului de micșorare a cotei diametrului flancurilor în partea inferioară a găurii, ca în cazul filetării găurii înfundate. De asemenea, se elimină efectul de tensionare a spirelor filetului și chiar eventuala subțiere a acestora datorită opririi tarodului în șpan și inversării sensului de rotație ;

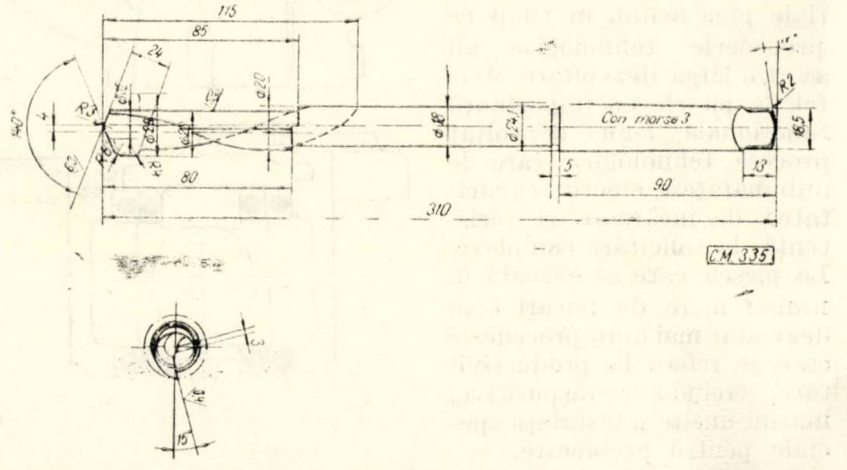


Fig. 3

— se asigură încărcarea mai uniformă a spirelor filetului ;

— se elimină concentratorii de tensiuni datorită formei racordate a degajării.

Filetul special M 24 (fig. 4,*a*) se caracterizează prin : precizie mare la cota diametrului mediu al filetului, de la ⊘ 22,05 la ⊘ 22,09 ; cîmpul total de toleranţă este împărţit în patru trepte de cîte 0,01 mm cu scopul de a se asigura îmbinarea cu strîngere a prezoanelor. În comparaţie cu situaţia existentă la filetul normal (fig. 4, *b*), raza de racordare a fundului filetului este mărită cu circa 20% (R 0,52 – 0,07 faţă de R 0,432), ceea ce sporeşte efectiv rezistenţa la oboseală, prin îmbunătăţirea coeficientului de concentrare a tensiunilor ; din acest punct de vedere este semnificativă toleranţa de 0,07 mm la rază. O consecinţă a razei de racordare mărite este micşorarea suprafeţei de aşezare a spirelor filetului prezonului pe spirele găurii din lagăr (1,225 mm faţă de 1,62 mm la filetul normal). Este interesant de observat că se preferă o îmbunătăţire a rezistenţei la oboseală în detrimentul creşterii presiunii specifice pe spirele filetului prin micşorarea suprafeţei de contact ; de altfel, cercetările recente au arătat că, în cazul îmbinărilor cu strîngere la piese executate din materiale cu module de elasticitate diferite, presiunea specifică mărită conduce la o uniformizare a încărcării spirelor prin preluarea eventualelor diferenţe de pas (în cadrul toleranţelor admise), ceea ce echivalează cu o utilizare mai „completă" a elementului de strîngere elastic şi contribuie la creşterea rezistenţei îmbinării.

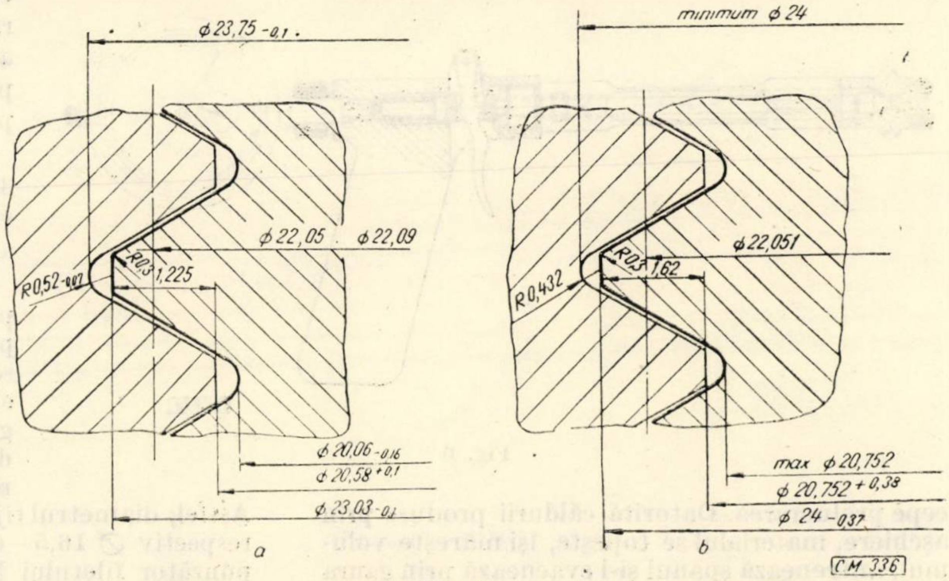


Fig. 4

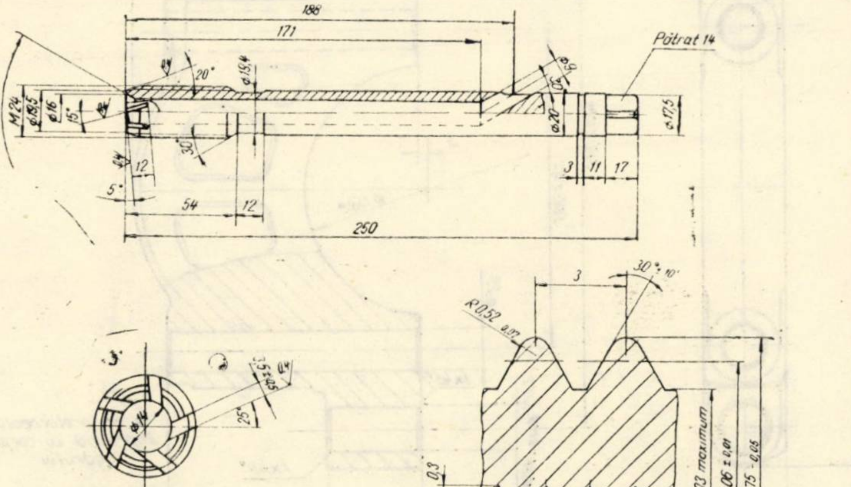


Fig. 5

Caracteristicile geometrice ale filetului dau o indicaţie şi asupra importanţei ce trebuie acordată din punct de vedere tehnologic execuţiei. Se poate aprecia de la început că realizarea condiţiilor impuse determină măsuri speciale pentru execuţie şi verificare, şi anume : tarodarea se face la maşina de găurit radială cu capul maşinii blocat ; tarozii nr. 1 şi 2 se introduc la maşină, iar tarodul nr. 3, manual. Ungerea şi răcirea se fac cu ulei în timpul filetării, între operaţii gaura şi scula fiind curăţate de şpan. Această metodă de lucru, desigur clasică, este folosită la fabricaţia curentă a motoarelor 23 August. În această perioadă este în curs de asimilare metoda de filetare la maşină cu un singur tarod. Metoda este indicată în documentaţia de licenţă şi constituie un proces tehnologic care asigură atît calitatea cerută filetului, cît şi creşterea productivităţii prelucrării.

Tarodul (fig. 5) are o construcţie specială : partea de tăiere este relativ scurtă, cu cinci canale frontale, egal împărţite ; detalonarea se realizează atît pe porţiunea conică (longitudinală), cît şi pe cea frontală. Duritatea în partea de tăiere este de 65 HRC. În centrul tarodului este practicată o gaură ⊘ 14 care corespunde cu o gaură înclinată din tijă imediat sub capul de strîngere pătrat al tarodului. Acest sistem de găuri este prevăzut pentru evacuarea şpanului folosind o substanţă solidă (cu aspect de ceară). Procedeul de lucru indicat este următorul : se introduce în gaură materialul special sub forma unui baton ∅ 8 mm × 50...60 mm şi apoi se începe prelucrarea. Datorită căldurii produse prin aşchiere, materialul se topeşte, îşi măreşte volumul, antrenează şpanul şi-l evacuează prin gaura din tarod ; totodată, prin umplerea găurii, realizează ungerea şi răcirea materialului prelucrat şi a sculei. Elicea din gaura ∅ 14 ajută de asemenea la evacuarea aşchiilor.

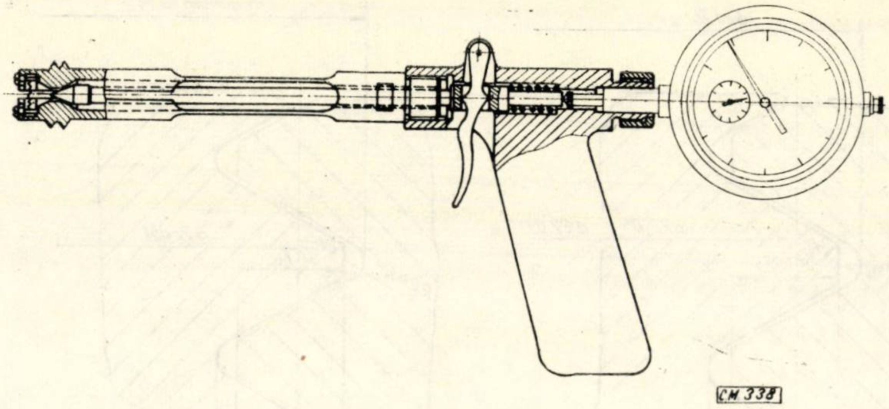


Fig. 6

Măsurarea diametrului mediu al filetului, respectiv sortarea găurilor, se fac cu un aparat special (fig. 6), cu ceas comparator compus din două tije elastice care au profilul filetului şi mecanism de deplasare a acestora, cu con interior şi tijă. Reglarea aparatului se face cu ajutorul unui inel etalon. Perpendicularitatea filetului faţă de suprafaţa de aşezare a capacului se controlează cu o tijă filetată extensibilă şi un echer.

2.2. Capacul lagărului (fig.7) are o formă constructivă asemănătoare corpului ; el este realizat prin matriţare cu nervuri radiale pentru îmbunătăţirea rezistenţei. Suprafeţele de aşezare ale piuliţelor de strîngere sînt paralele cu partea inferioară a capacului. Găurile lungi ∅ 25 servesc ca găuri de trecere pentru prezoane, iar cele scurte ∅ 28 + 0,023 (JE2) folosesc ca locaşe de aşezare pentru bucşele de centrare ce intră în corpul lagărului.

Prelucrarea se face pornind de la semifabricatul matriţat în perechi cîte două bucăţi faţă în faţă, prin strunjire eboş a locaşului cuzinetului şi strunjirea feţelor laterale. Găurirea şi alezarea se execută în dispozitiv foarte exact pe maşină de găurit radială, după ce capacele au fost secţionate şi s-a prelucrat faţa de aşezare prin frezare în pachet.

Toleranţa ± 0,04 la cota 300 se asigură din dispozitivul de găurit şi alezat care are bucşe de conducere lungi.

2.3. Forma constructivă a prezoanelor (fig. 8 : *a* — prezon lung ; *b* — prezon scurt) le situează în clasa elementelor elastice de strîngere la care s-au luat măsuri deosebite pentru îmbunătăţirea rezistenţei la oboseală. Astfel, diametrul tijei este redus la ∅ 19,8 – 0,1, respectiv ∅ 16,5 – 0,1, faţă de diametrul corespunzător filetului M 24, iar capetele tijei sînt legate cu gulerul de sprijin şi partea filetată prin raze de racordare mari. Calitatea de suprafaţă 3,2 μ este de asemenea în concordanţă cu prescripţiile de finisare necesare eliminării amorselor produse de asperităţi. Gulerul de sprijin este racordat cu partea filetată printr-o degajare R 2 foarte îngrijit finisată la 0,8 μ. Filetul M 24 special este caracterizat de înăl-

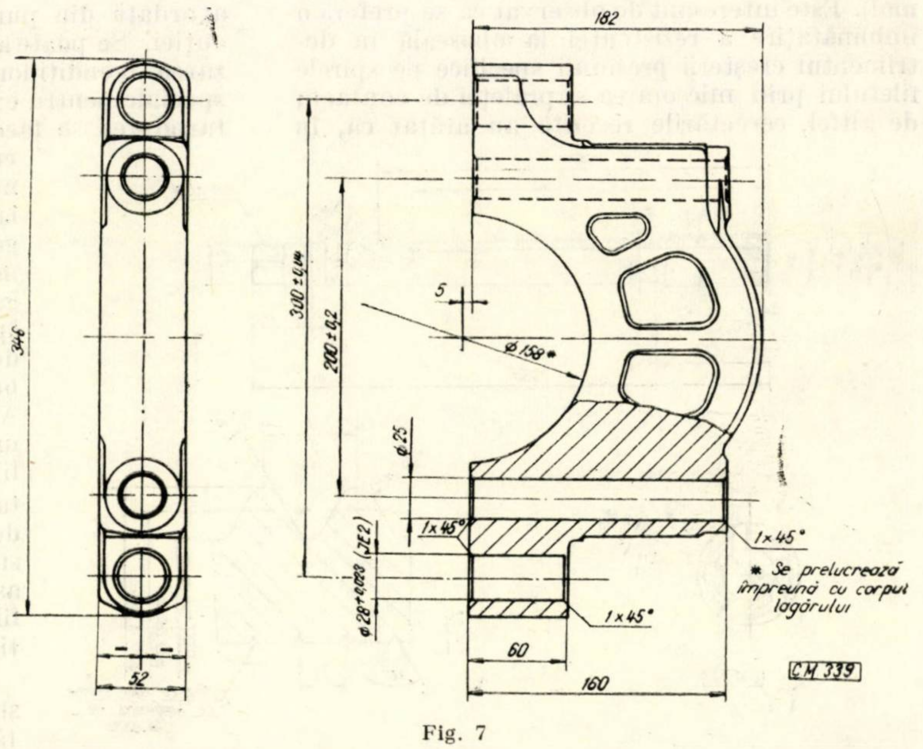


Fig. 7

ţimea redusă a spirelor, realizată prin teşirea vîrfului şi racordarea muchiilor cu aceeaşi rază R 0,3 ca la fundul filetului. O formă constructivă interesantă este gaura executată în centrul prezonului în zona filetată. Forma specială a găurii este destinată unei mai uniforme încărcări a spirelor filetului prin elasticitatea materialului ; de remarcat că în partea unde începe filetul grosimea peretelui este de numai 2 mm, crescînd apoi treptat în funcţie de raza *R 70*. Racordarea fundului găurii cu raza *R 4*, precum şi gradul de finisare al întregii suprafeţe interioare 3,2 μ, au rolul de a crea condiţiile de rezistenţă la oboseală. Un efect similar are şi conicitatea la 20° de la începutul filetului.

Se remarcă toleranţa de 0,04 mm a diametrului mediu al filetului special *M 24*, împărţită în patru trepte pentru a permite sortarea, precum şi execuţia filetului prin rulare după tratamentul termic de îmbunătăţire, care ridică rezistenţa de rupere la 95 – 110 kgf/mm^2 ; în plus, acoperirea galvanică integrală a suprafeţei prezonului cu un strat de zinc sau cupru cu grosimea de 3 – 8 μ, în scopul micşorării frecării la înşurubare şi protecţiei anticorosive în timpul transportului şi depozitării.

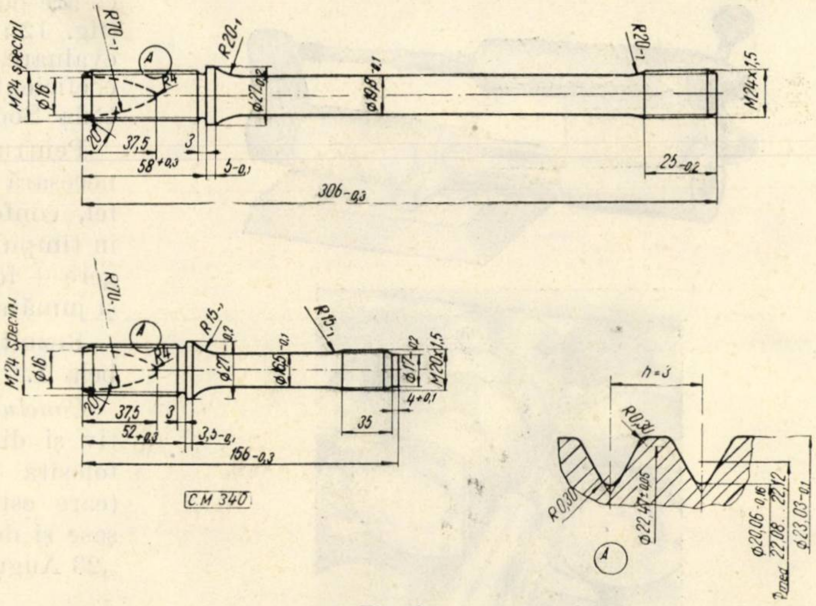


Fig. 8

Din punct de vedere tehnologic, prezoanele au de asemenea cîteva particularităţi deosebit de interesante. Barele tratate sînt prelucrate prin copiere (fig. 9), pentru asigurarea uniformităţii ; se remarcă două treceri cu avans redus în zona tijei care se prelucrează la cota finită. Degajarea de sub guler se prelucrează cu un cuţit special profilat. După rectificarea suprafeţelor corespunzătoare filetelor, se execută rularea între vîrfuri, în vederea asigurării concentricităţii diametrului mediu al filetului cu axa piesei. Se utilizează pe o maşină de rulat obişnuită, la care s-a făcut adaptarea necesară. Dispozitivul de rulat între vîrfuri (fig. 10) permite atît mişcarea de rotaţie a piesei în jurul axei proprii, cît şi o mică deplasare axială care se produce în timpul presării filetului. Se menţionează că procesul de rulare decurge greu din cauza rezistenţei ridicate a materialului ; este cunoscut faptul că diametrul mediu al filetului obţinut prin rulare depinde de diametrul piesei înainte de rulare şi de duritatea materialului tratat. Pentru realizarea toleranţelor la diametrul mediu se determină cota pentru rectificarea anterioară pe loturi de tratament în funcţie de duritatea obţinută. Prelucrarea găurii se face cu scule speciale profilate (găurire şi alezare), piesa fiind strînsă într-o bucşe crestată, cu filet, pentru a împiedica deformarea la pătrunderea sculelor.

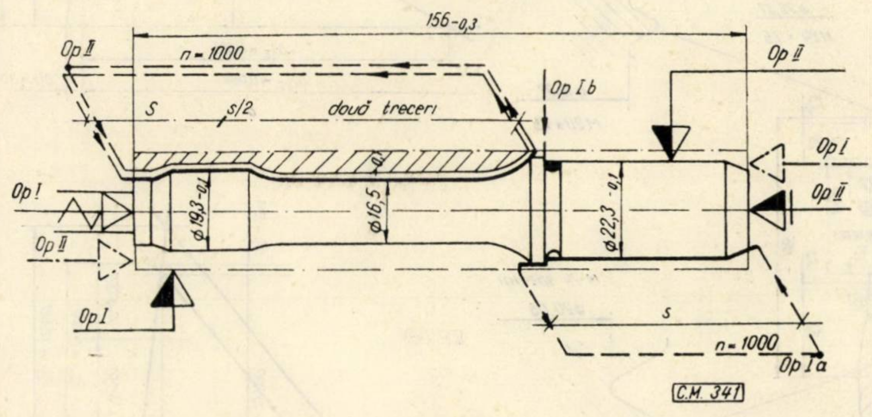


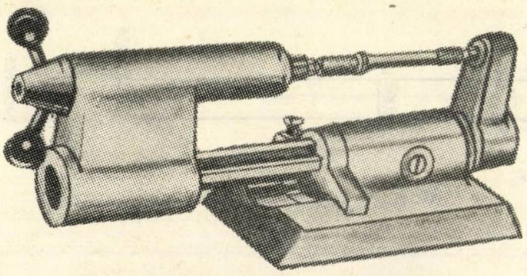
Fig. 9

Ulterior se fac decaparea şi acoperirea galvanică cu zinc sau cupru.

Verificarea cotei diametrului mediu al filetului şi sortarea pieselor se fac cu micrometrul pentru flancuri, deoarece nu este posibilă executarea de calibre limitative cu un cîmp de toleranţă atît de strîns (0,01 mm) pentru fiecare treaptă.

2.4. Celelalte piese ale ansamblului (bucşe de centrare cu guler, rondele şi piuliţe) nu au forme constructive speciale ; pentru a servi scopului ele se înscriu în nivelul general calitativ al ansamblului, adică îndeplinesc condiţiile geometrice și de calitate de suprafață pentru asigurarea rolului funcțional al celorlalte piese.

3. *Calculul de oboseală al elementelor îmbinării și determinarea gradului de utilizare a materialului*



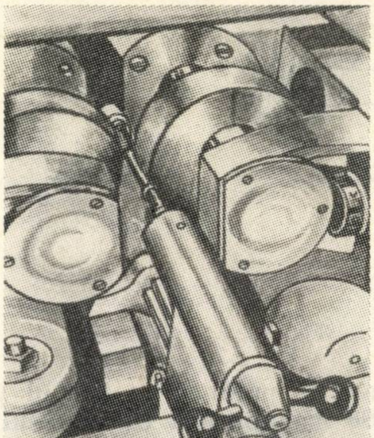


Fig. 10

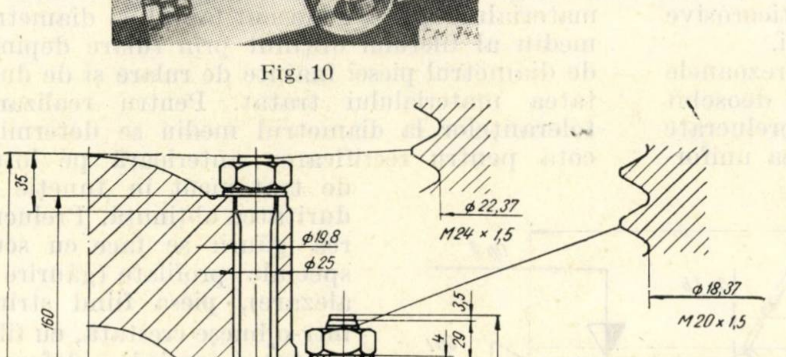


Fig. 11

Pentru lagărul de forma constructivă dată (fig. 11), calculul efectuat urmărește să pună în evidență comportarea la solicitările la oboseală produse de funcționarea arborelui cotit. Întrucît ansamblul se caracterizează prin forma extrem de îngrijită din acest punct de vedere, păstrînd însă în linii mari structura clasică, calculul cuprinde determinarea elementelor necesare pentru construirea diagramei de oboseală (fig. 12 : *a* — prezon lung ; *b* — prezon scurt), evaluarea solicitării maxime admise și stabilirea coeficienților de siguranță la oboseală cu metoda Soderberg.

Pentru a putea finaliza calculele a fost necesară ipoteza uzuală la organele de acest fel, conform căreia forța totală din prezoane în timpul exploatării (adică forța de prestrîngere + forța de exploatare) este de două ori și jumătate mai mare decît forța de exploatare.

Rezultatele calculului sînt înscrise în tabela 1.

Concluzii. Din studiul ansamblului constructiv și din calculul efectuat rezultă că soluția folosită de Maybach pentru lagărele paliere (care este și soluția actuală la motoarele cu șase și doisprezece cilindri din fabricația uzinei „23 August'' este modernă și rațională atît din punct de vedere tehnic, cît și economic. Avantajele remarcabile ale soluției adoptate sînt următoarele :

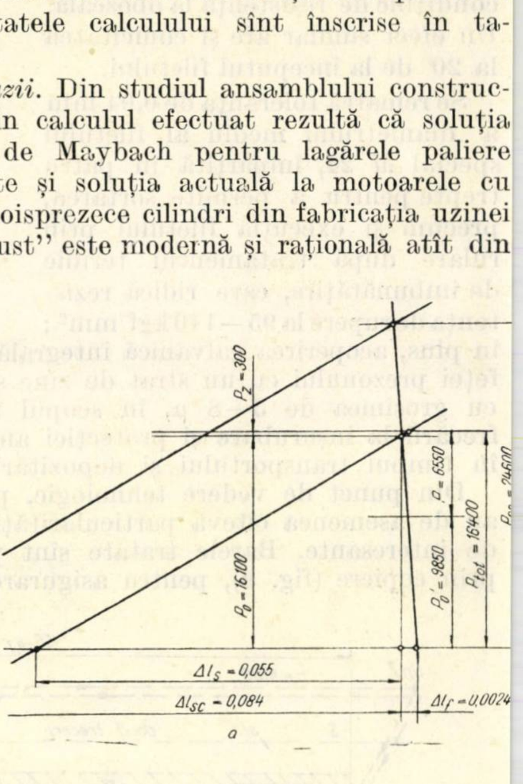


Fig. 12

Tabela 1

Nr. crt.		Prezon lung	Prezon scurt	Observaţii
	A. Elemente de calcul			
1	Rigiditatea prezonului, kgf/cm	$Cs_1 = 0{,}293 \cdot 10^6$	$Cs_2 = 0{,}595 \cdot 10^6$	
2	Rigiditatea pieselor strînse, kgf/cm	$C_{f_1} = 6{,}6 \cdot 10^6$	$C_{f_2} = 4{,}65 \cdot 10^6$	
3	Alungirea la montaj (în mm şi procentual)	$\Delta l_1 = 0{,}55$ (0,22)	$\Delta l_2 = 0{,}23$ (0,29)	
4	Alungirea la curgere (în mm şi procentual)	$\Delta lsc_1 = 0{,}84$ (0,37)	$\Delta lsc_2 = 0{,}29$ (0,36)	
5	Comprimarea pieselor strînse, mm	$\Delta f_1 = 0{,}024$	$\Delta f_2 = 0{,}0295$	Comprimarea pieselor strînse are aproape aceeaşi valoare, ceea ce denotă în raport cu alungirile iniţiale o formă constructivă adecvată ; diferenţa provine din ipoteza făcută în calcul pentru conul de acţiune
6	Forţa iniţială de prestrîngere, kgf	$P_{0_1} = 16\,100$	$P_{0_2} = 13\,700$	
7	Forţa la curgere, kgf	$P_{0_1} = 24\,600$	$P_{0_2} = 17\,200$	
8	Forţa suplimentară în exploatare, kgf	$P_{z_1} = 300$	$P_{z_2} = 700$	
9	Forţa totală în exploatare, kgf	$P_{t_1} = 16\,400$	$P_{t_2} = 14\,400$	
10	Forţa de exploatare, kgf	$P_1 = 6\,550$	$P_2 = 5\,750$	Aceste valori deduse prin ipoteza $P_t = 2{,}5\,P$ servesc pentru calculul stringerii cuzineţilor
11	Forţa care rămîne din prestrîngere în timpul exploatării, kgf	$P'_{0_1} = 9\,850$	$P'_{0_2} = 8\,650$	
12	Solicitarea la întindere în tija prezonului, kgf/cm²	$\sigma_{ef_1} = 5\,230$	$\sigma_{ef_2} = 6\,380$	
13	Coeficientul de siguranţă faţă de limita de curgere a materialului	$C_1 = 1{,}53$	$C_2 = 1{,}26$	
14	Solicitarea maximă posibilă în tija prezonului, kgf/cm²	$\sigma_{max_1} = 6\,560$	$\sigma_{max_2} = 6\,420$	Calculul s-a făcut cu formula prof. Bendziula, care limitează valoarea solicitării maxime de atingerea limitei de curgere în tijă
	B. Calculul la oboseală			
15	Solicitarea minimă, kgf/cm²	$\sigma_{min_1} = 5\,230$	$\sigma_{min_2} = 6\,380$	
16	Solicitarea maximă, kgf/cm²	$\sigma_{max_1} = 5\,330$	$\sigma_{max_2} = 6\,700$	
17	Solicitarea medie, kgf/cm²	σ_{m_1} 5 280	$\sigma_{m_2} = 6\,540$	
18	Amplitudinea solicitării, kgf/cm²	$\sigma_{v_1} = 50$	$\sigma_{v_2} = 160$	
19	Coeficienţi de concentrare şi caracteristicile materialului, kgf/cm²	$\beta_k = 1$ $\varepsilon_m = 0{,}72$ $\gamma = 0{,}92$ $\sigma_c = 8\,000$ $\sigma_{-1t} = 3\,500$	$\beta_k = 1$ $\varepsilon_m = 0{,}8$ $\gamma = 0{,}92$ $\sigma_c = 8\,000$ $\sigma_{-1t} = 3\,500$	Pentru β_k, ε_m şi γ s-au ales valori adecvate ţinînd seamă de modul de prelucrare şi gradul de finisare a pieselor
20	Coeficientul de siguranţă pentru solicitarea la oboseală	$C_1 = 1{,}47$	$C_2 = 1{,}14$	Valoarea coeficienţilor de siguranţă este redusă, ceea ce indică o utilizare raţională a materialului, fără însă ca îmbinarea să fie periclitată

— strîngerea se face prin măsurarea alungirii, ceea ce constituie o garanţie pentru îmbinare (metoda a fost de altfel extinsă recent de firma Maybach şi la şuruburile de bielă);

— gradul de utilizare a materialului este ridicat în sensul folosirii în proporţie de peste 65% a rezistenţei materialului; se vede şi din calcul că valorile coeficienţilor de siguranţă sînt la limitele inferioare admise;

— avînd diametrul mai mare decît dimensiunea corespunzătoare fundului filetului, tijele prezoanelor pot prelua eventuale sarcini suplimentare, forţa maximă fiind cu circa 26% mai mare decît forţa de prestrîngere iniţială.

Desigur că astfel de prezoane sau şuruburi speciale nu pot fi executate decît în concordanţă cu fiecare caz de utilizare, în care se justifică creşterea costului (faţă de o execuţie normală) prin măsurile constructive şi tehnologice luate şi în care o asemenea soluţie constructivă este într-adevăr strict necesară.

Dacă se ţine seamă că aproximativ 20% din prezoanele şi şuruburile unui motor se încadrează în această categorie de piese, rezultă că o preocupare în acest domeniu este deosebit de oportună, atît din punctul de vedere al asigurării condiţiilor funcţionale, cît şi din punct de vedere economic.

În continuarea studiului de faţă se poate analiza varianta constructivă actuală (Maybach), în sensul de a verifica prin calcul dacă este posibilă aplicarea sistemului de utilizare integrală a materialului prin executarea unor prezoane cu prestrîngere totală. Această denumire este dată prezoanelor sau şuruburilor care se strîng iniţial pînă ce există siguranţa că s-a atins limita de curgere, fără însă să se introducă în tijă deformaţii plastice excesive, respectiv mai puţin de 10% din valoarea deformaţiei elastice. Avantajul principal al acestor elemente de strîngere este că, după aplicarea primei forţe exterioare, diagrama de prestrîngere se autoreglează, astfel ca forţa de prestrîngere să aibă exact valoarea maximă posibilă, iar la o nouă încărcare prezonul să aibă din nou forţa corespunzătoare limitei de curgere, fără însă să se mai producă o nouă deformare plastică.

Documentare

Motoare hidraulice echilibrate hidrostatic. În: Hidraulic, pneumatic power, dec 1966.

Motoarele hidraulice Staffa cu pistoane radiale se execută cu supape echilibrate hidrostatic şi cu biele pe rulmenţi.

La biele, uleiul sub presiune înaltă trece prin capul pistonului la capătul sferic şi apoi la lagărele glisante de pe arborele cotit.

Arborele are o rezistenţă minimă la tracţiune de 2170 kgf/mm², pe porţiunea care suportă sarcina. Suprafaţa arborelui este rectificată cu un înalt grad de finisare.

Lagărele paliere ale arborelui cotit sînt rulmenţi Timken cu role conice.

Toate elementele motoarelor hidraulice sînt produse actualmente pe maşini speciale automatizate.

Încercările executate cu motoare echipate cu aceşti rulmenţi arată că presiunile maxime de lucru pot fi suficient de mari, iar cuplul de pornire este de 90—93% faţă de cel teoretic. S-a găsit, de asemenea, că sînt posibile şi presiuni de lucru mai înalte, utilizînd emulsii rezistente la temperaturi ridicate.

Decuplare rapidă cu ajutorul unui inel filetat. În: Machine Design, nr. 4, vol. 38.

În cadrul procedeului, un inel filetat la exterior este înşurubat în cele două piese filetate la interior, realizînd îmbinarea necesară (fig. 1,*a*). Diametrul exterior al inelului liber este inferior diametrului interior filetat, astfel încît inelul este menţinut în poziţie de blocare cu ajutorul discurilor *1* şi *2* apropiate între ele şi care determină filetul exterior al inelului să pătrundă în cel interior al pieselor de îmbinat. Cele două discuri sînt menţinute apropiate cu ajutorul unui bulon exploziv *3*, acţionat cu ajutorul unui circuit electric. În momentul cînd bulonul explodează, discurile

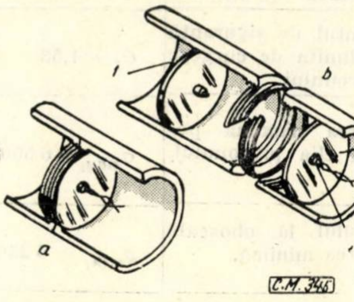


Fig. 1

se îndepărtează brusc (fig. 1,*b*), inelul revine la diametrul redus dinaintea montajului şi cele două piese filetate la interior se despart.

Dispozitiv pentru măsurarea avansului transversal. A. M. Davidson. În: Maşinostroitel, nr. 10, 1967.

La ascuţirea cu piatră de diamant a sculelor aşchietoare de aliaje dure, avansul transversal al mesei şi sculei se stabileşte în funcţie de caracteristicile pietrei de rectificat şi a rugozităţii impuse suprafeţei prelucrate. Pe multe maşini universale de ascuţit, avansul este comandat manual, ceea ce îngreuiază menţinerea sa în limite strînse. Dificultăţile de realizare a avansurilor corecte sînt sporite datorită şi preciziei relativ mici de măsurare a avansului, precum şi jocurilor mecanismului de avans.

Pentru înlăturarea deficienţelor semnalate s-a realizat un dispozitiv special, prezentat în figura 1. Pe batiul *1* al maşinii de ascuţit, sub sania transversală, este prinsă consola sudată *4*, cu ajutorul şuruburilor *2* şi al ştifturilor *3*. Traversa orizontală a consolei are o canelură în formă de T, în care poate fi fixat, în orice poziţie, limitatorul *7*, prin intermediul şurubului *5* şi al piuliţei *6*. Cu consola este solidarizată placa superioară *8*, în orificiul acesteia fiind montat indicatorul *10* al cărui palpator se sprijină pe limitatorul *5*.

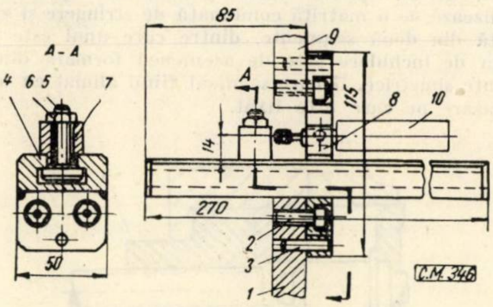


Fig. 1

La deplasarea consolei *4*, indicatorul *10* măsoară valoarea efectivă a avansului corespunzător al mesei *9* şi totodată adîncimea de prelucrare în timpul respectiv, principiul de funcţionare excluzînd influenţa jocurilor din mecanismul de avans. În conformitate cu operaţia executată (ajustare, ascuţire) se pot folosi indicatoare cu precizia de 0,001 şi 0,01 mm.

Instalaţie pentru ecruisare prin impulsuri electrice. V. J. Romanovski şi I. P. Prahorov. În: Maşinostroitel, nr. 10, 1967.

Pentru mecanizarea operaţiei de ecruisare prin impulsuri electrice, la Institutul electrotehnic din Novosibirsk s-a construit o instalaţie folosită în cazul pieselor cilindrice.

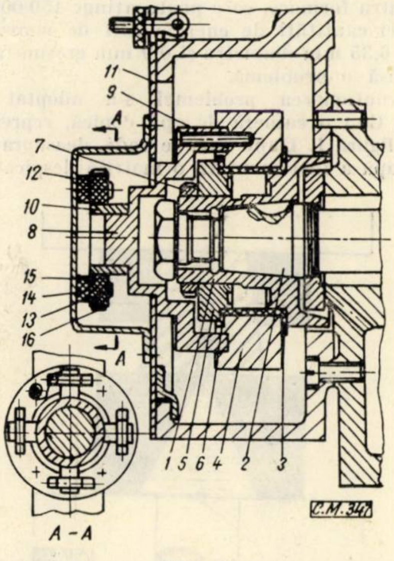


Fig. 1

Instalaţia este adaptată pe o maşină de rectificat fără centre. Pe flanşa *1* (fig. 1), dispusă pe arborele *2* al maşinii, este montată bucşa izolatoare *3* şi pe aceasta — discul-electrod de ecruisare *4*. Flanşa *5* cu garnitura izolatoare *6* se sprijină, de asemenea, pe bucşa *3*. Ansamblul format din discul-electrod, flanşa *5* şi piesele izolatoare sînt fixate cu piuliţa *7*. Pe partea frontală a discului-electrod este prinsă flanşa *8* cu ajutorul şuruburilor *9*.

În capătul flanşei *8* este presată bucşa de contact *10*, executată din cupru. Ansamblul pentru transmiterea impulsurilor electrice cuprinde capacul *11*, suportul *12*, inelul izolator *14*, contactele mobile *15* fixate cu tiranţii *13* şi arcurile de strîngere *16*. La contactele mobile pot fi conectate atît borna pozitivă, cît şi borna negativă de la generatorul de impulsuri, al doilea pol fiind legat la masa instalaţiei.

Schema electrică a instalaţiei este formată din cinci electromotoare, generatorul de impulsuri şi tabloul de comandă, care permit executarea operaţiei în trei regimuri. Cele mai bune rezultate la ecruisarea burghielor cu diametrul pînă la 8 mm s-au obţinut în regimul caracterizat prin tensiunea de 2—6 V şi intensitatea de 0,2—1 A.

Instalaţia poate fi folosită şi pentru rectificarea fără centre prin impulsuri electrice.

Dispozitiv pentru găurirea profilelor montate într-o construcţie metalică. În: La Machine Moderne, iunie 1967.

În figura 1 apare un dispozitiv care poate fi folosit pentru găurirea pe loc a aripilor profilelor ce formează o construcţie metalică sau un şasiu oarecare.

Dispozitivul comportă un cadru pe care este montată o maşină de găurit portativă *1* echipată cu burghiul necesar.

Maşina de găurit este fixată între cei doi suporţi *2* şi *3*, distanţaţi prin piesa *4* şi putîndu-se deplasa pe o armătură formată dintr-o ţeavă centrală *5* şi două ţevi auxiliare *6*.

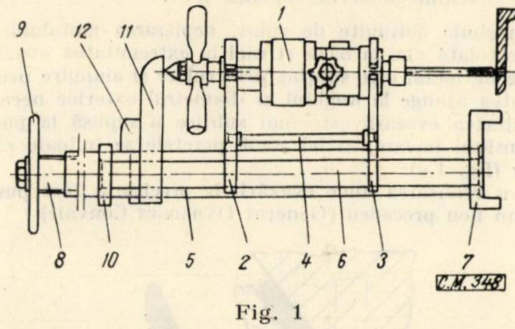


Fig. 1

Pe o aripă a profilului construcţiei metalice se aplică baza de sprijin *7*, fixată cu un dispozitiv corespunzător. La extremitatea opusă se adaugă o prindere suplimentară pentru a se micşora solicitarea armăturii.

Deplasarea longitudinală a montajului, în funcţie de distanţa dintre cele două profile pe care se fixează dispozitivul, se realizează cu ajutorul şurubului de reglare *8* acţionat cu ajutorul roţii de mînă *9*. Capetele ţevilor ce formează armătura sînt fixate în brida *10*.

Poziţia plăcii de sprijin *11* poate fi reglată cu ajutorul penei *12*, putîndu-se astfel deplasa longitudinal maşina de găurit, obţinîndu-se deci avansul necesar al burghiului.

Dispozitivele de acest tip permit găurirea profilelor formînd o construcţie metalică, chiar în cazul unor poziţii greu accesibile.

Un nou tip de inel de etanşare pentru arbori rotativi. În: Rivista di Meccanica, nr. 410, 1967.

Pentru a elimina unele deficienţe ale inelelor de etanşare obişnuite au fost realizate de curînd (Thomson Ramo Wolbridge — S.U.A.) inele de etanşare din teflon (fig. 1), cu buză subţire, prezentînd avantaje multiple.

Temperatura maxim admisibilă în timpul funcţionării este de 260°C, iar elementele inelului rezistă la orice fel de lubrifiant; preţul de cost este acceptabil, noul tip de inel de etanşare putînd fi realizat în serie mare.

Încercările efectuate au precizat rezultate corespunzătoare chiar după o lungă funcţionare „uscată”, date fiind caracteristicile materialului utilizat.

Elasticitatea noilor elemente de etanşare permite adaptarea lor constantă la profilul arborelui, fără o uzură exagerată, acoperind o excentricitate statică sau dinamică pînă la 0,25 mm.

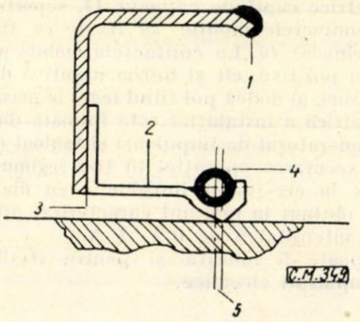


Fig. 1

În figura 1 s-au notat : *1* — diametrul exterior al inelului de etanşare ; *2* – element matriţat ; *3* – parte lipită direct pe armătură ; *4* – resort toroidal ; *5* – poziţie recomandată pentru resort.

Domeniul de utilizare a noilor garnituri este practic nelimitat : construcţii de motoare, automobile etc.

Evazarea de precizie a ţevilor prin deplasarea metalului. În : La Machine Moderne, aprilie 1967.

Pe maşinile obişnuite de rulat, deplasarea metalului nu este controlată nici la baza şi nici la extremitatea evazării. Peretele de metal este subţiat prin rulare şi alungire pentru a se putea ajunge la unghiul şi diametrul exterior necesar. Extremitatea evazării este mai subţire şi supusă la puternice tensiuni inelare, astfel încît peretele se îndoaie către interior (fig. 1,*a*).

Pentru realizarea unor evazări de precizie a fost pus la punct un nou procedeu (General Dynamics Convair).

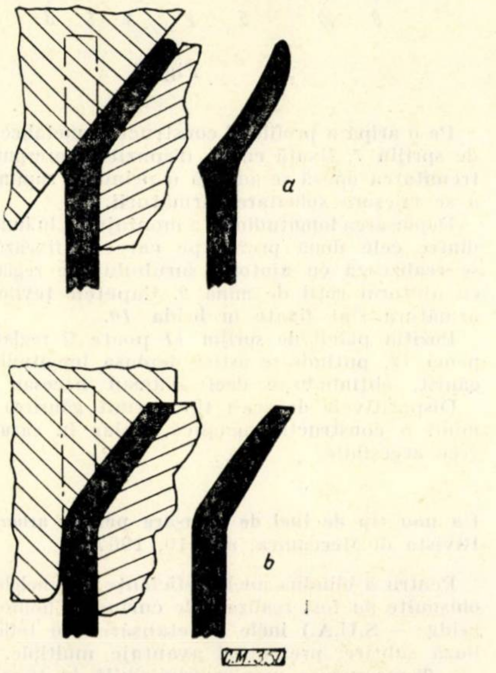


Fig. 1

După cum se observă în figura 1,*b*, peretele ţevii este perfect strîns între matriţă şi poanson, urmărind în mod strict profilul acestora. Gradul de convexitate necesar unei etanşări corespunzătoare este controlat prin variaţia cursei, presiunii, deplasării de metal şi prin variaţia profilului poansonului.

Maşina utilizată este echipată cu un grup de pompare electrohidraulic realizînd o presiune de 700 bar în fiecare din cei doi cilindri hidraulici care realizează forţa necesară pentru strîngere şi evazare.

Schema de lucru apare în figura 2 : *1* — ţeavă ; *2* — poanson ; *3* — segment-matriţă de închidere ; *4* — segment-matriţă mobil pentru evazare ; *5* — segment fix ; *6* — limitator de cursă mobil.

Extremitatea ţevii este împinsă în matriţă, cursa fiind limitată de un opritor mobil. Strîngerea capătului ţevii se realizează de o matriţă combinată de strîngere şi evazare formată din două segmente, dintre care unul este mobil. Matriţa de închidere este de asemenea formată din două segmente simetrice, fiecare segment fiind aliniat cu matriţa de evazare pe care este fixat.

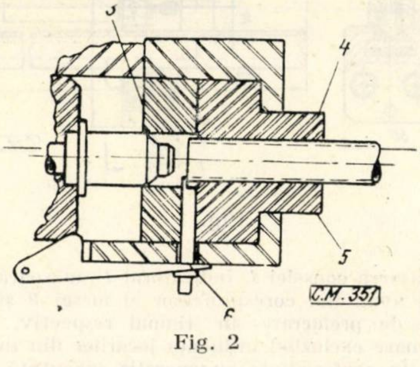


Fig. 2

Coaxialitatea poansonului cu matriţa de evazare este asigurată de arborele portpoanson care alunecă în alezajul matriţei de închidere. Cursa poansonului este limitată de un umăr al acestuia care se sprijină pe suprafaţa exterioară a matriţei de închidere.

Bombarea electrolitică a ţevilor. În : La Machine Moderne, aprilie 1967.

La maşinile de format electrohidraulice, descărcarea unei scîntei electrice în masa de apă permite realizarea energiei necesare pentru formare, care poate atinge 150 000 J. Chiar în cazul unei cantităţi de energie atît de mare, formarea unei ţevi de 6,35 mm diametru şi 0,9 mm grosime a peretelui constituie însă o problemă.

Pentru soluţionarea problemei s-a adoptat (D'Velco Engineering Co.) o cameră de apă conică, reprezentată în schema din figura 1. După cum se vede, deasupra orificiului camerei de apă a fost montată o matriţă despicată. Undele de presiune create de scînteia electrică *1* sînt concentrate în capătul ţevii *2*, care formează piesa de prelucrat. Anterior, piesa este constituită dintr-un ansamblu format dintr-o conductă dreaptă, avînd un colier lipit pe fiecare capăt al

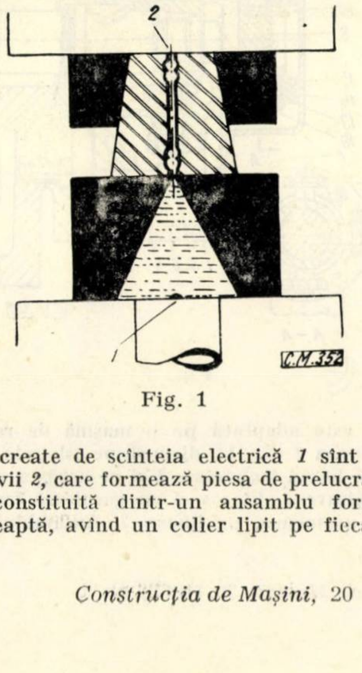


Fig. 1

conductei. Prin formare electrohidraulică s-au eliminat operaţiile de prelucrare pentru coliere, precum şi lipirea acestora, rezultînd o importantă reducere de preţ.

Procedeu continuu de acoperire a sîrmelor de oţel. În : Corrosion et anti-corrosion, iulie 1966.

Acest procedeu constă în acoperirea cu materiale plastice a unei piese de oţel ; între materialul plastic şi oţel se creează o adevărată legătură chimică. Procedeul este folosit pentru a acoperi sîrmele de oţel cu clorură de polivinil.

Datorită legăturii sale chimice cu oţelul, acoperirea din material plastic nu riscă să crape, nici să se deslipească, chiar dacă este supusă la încercări severe de îndoire la temperaturi sub 0°C.

Sîrma încălzită este trefilată în lungul unui banc. După ce a fost trefilată la diametrul dorit, se traversează un dispozitiv de curăţare, care elimină unsoarea şi murdăria prin bombardarea sîrmei cu particule metalice minuscule.

Sîrma astfel curăţată traversează o baie de lichid care depune pe sîrmă o peliculă subţire dintr-un agent de legătură sau grund. Acest grund este un compus epoxi-acrilic-fenolic combinat cu alţi constituenţi, care îi permite să suporte o încălzire rapidă fără să se umfle.

Sîrma acoperită cu grund pătrunde apoi într-un cuptor de inducţie care întăreşte agentul de legătură şi ridică temperatura sîrmei la o valoare cuprinsă între 500 şi 1 000°C. Această operaţie leagă chimic grundul de sîrmă.

Sîrma este dirijată apoi pe un dispozitiv plastifiant care conţine o coloană solidă de pulbere de clorură de polivinil uscată, preparată astfel încît să includă pigmenţi. Clorura de polivinil se topeşte pe sîrma încălzită, formînd o acoperire netedă cu grosimea de 0,18 mm (acoperirile obişnuite cu 0,38—0,63 mm).

Această acoperire cu polivinil este, de asemenea, legată chimic cu grundul.

În sfîrşit, sîrma este răcită în aer şi apă. Viteza de acoperire este de 73 m/min (se speră însă că în curînd această viteză va putea fi dublată). Procedeul nu este limitat la acoperirea cu clorură de polivinil a sîrmelor de oţel. El va permite acoperirea diferitelor metale cu orice material fuzibil, în stare de pulbere.

Prelucrarea cu ajutorul laserului. C. F. Luck, Jr. şi W. Prifti. În: La Machine Moderne, mai 1967.

O serie de lucrări experimentale realizate în ultimul timp au demonstrat posibilitatea de utilizare a laserului în prelucrarea metalelor, a materialelor ceramice şi chiar a diamantului.

Realizarea găurilor de diametru redus în metale refractare ca tungstenul, molibdenul etc. reprezintă o problemă rezolvată astăzi cu ajutorul laserului.

De exemplu, s-au putut realiza găuri de 0,25 mm diametru într-o carcasă din Hastelloy supradur cu peretele de 3 mm grosime. S-au utilizat în acest scop pulsaţii de $\frac{0,5}{1\,000}$ pînă la $\frac{1}{1\,000}$ s, cu o putere de 30 J pe pulsaţie. Numai pe suprafaţa exterioară a piesei a apărut o bavură redusă în jurul orificiului. Fiecare gaură a fost atacată de două ori şi cum timpul de poziţionare este de circa 1 s, cele 14 400 de găuri necesare pot fi realizate în 8 ore de lucru în condiţii normale.

Pînă în prezent, s-a utilizat pentru prelucrarea metalelor laserul de tip pulsatoriu. Ultimele cercetări asupra laserului continuu cu heliu — anhidridă carbonică au precizat noi posibilităţi. Concentrarea se realizează cu ajutorul unei oglinzi, iar puterea admisă de 40 W este suficientă pentru topirea rubinului sintetic şi a cărămizilor refractare. Laserul continuu a fost folosit pentru tăierea foilor de plexiglas de 6—75 mm grosime şi pentru topirea lamelor de oţel inoxidabil de 0,13 mm grosime. Va putea fi utilizat pentru sudarea continuă a metalelor în cazul cînd se va ajunge la o putere emisă de 100 W.

Laserul de tip pulsatoriu a fost utilizat pentru microsuduri prezentînd posibilitatea de a topi împreună metale diferite, de exemplu cupru cu oţel, nichel, oţel inoxidabil, tantal, aluminiu, titan şi tungsten. Un aspect important al prelucrării cu ajutorul laserului îl constituie posibilitatea de acţionare în interiorul dispozitivelor electronice închise ermetic în carcasă de sticlă ; fasciculul nu acţionează asupra sticlei, iar etanşeitatea dispozitivului se menţine.

Laserii folosiţi astăzi în industrie pentru prelucrarea metalelor prezintă puteri pînă la 200 J cu 120 de pulsaţii pe minut. Se utilizează în mod corespunzător pentru găurirea pereţilor metalici pînă la 3 mm grosime. Pentru puteri peste 1 000 J şi cu 5—10 pulsaţii pe secundă, laserii vor putea concura procedeele clasice de prelucrare a metalelor.

Dispozitiv pentru îndepărtarea crustelor. În : Anti-Corrosion, vol. 1, nr. 12.

Dispozitivul cu ace pentru îndepărtarea crustelor este destinat pentru eliminarea ruginii, a crustelor şi a vopselelor din colţuri, din jurul şuruburilor, din zonele greu accesibile şi de pe suprafeţele neregulate.

Dispozitivele de curăţare clasice, cum ar fi, de exemplu, cele bazate pe metode ce utilizează nisipul, nu pot îndepărta cruste şi nu pot curăţa zonele din jurul şuruburilor sau colţurile.

Un număr de 20 de ace confecţionate din oţel tratat termic, acţionate pneumatic, exercită mai multe mii de deplasări pe minut, adaptîndu-se automat la orice suprafaţă neregulată, care urmează a fi curăţată sau eliberată de cruste.

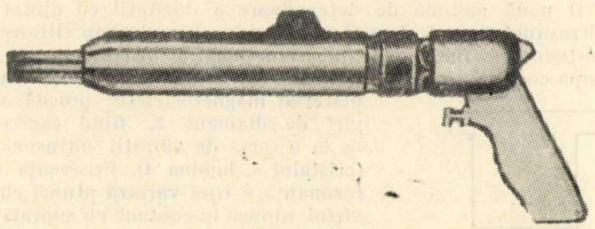


Fig. 1

Dispozitivul (fig. 1) poate fi utilizat şi pentru prelucrarea suprafeţelor destinate metalizării, pentru înăsprirea betonului şi a pietrelor înainte de construcţie, precum şi pentru îndepărtarea betonului şi a mortarului.

Dispozitivul cu ace pentru îndepărtarea crustelor este fabricat, de asemenea, şi cu ace de cupru cu beriliu pentru rafinăriile petroliere, fabricile chimice şi şantierele navale, acolo unde este interzisă formarea scînteilor.

Dispozitivul poate fi prevăzut cu mîner de tip piston sau cu un sistem cu pîrghie simplă.

Placă pentru fixare cu vid. În : Machinery and Production Engineering, mai 1967.

În multe cazuri este nevoie să se prelucreze prin rectificare piese din materiale nemagnetice care se deformează dacă sînt prinse în dispozitive mecanice sau piese subţiri de oţel care nu rămîn plane pe o placă de fixare magnetică.

În figura 1 se prezintă o placă de fixare cu vid care, fiind prinsă pe masa maşinii de rectificat *2*, face posibilă prelucrarea pieselor avînd particularităţile de mai sus.

La capetele a două manşoane de secţiune pătrată sau dreptunghiulară *6* se sudează plăcile *3*, care prezintă cîte un orificiu pentru montarea ţevilor de vid *4*.

Se rectifică suprafeţele inferioare şi superioare, evitîndu-se abaterile de la planeitate şi paralelism. Apoi, pe feţele superioare se execută orificiile *5*, cu diametrul suficient de mic, distanţa dintre două orificii consecutive fiind cu puţin mai mică decît lungimea piesei de rectificat.

Este recomandabil să se monteze un colector de lichid între pompă şi placă, pentru colectarea lichidului ce ar curge de la rectificare.

Manşoanele *6* pot fi folosite pe toate cele patru feţe. În acest caz, orificiile *5* se vor practica pe toate feţele.

Suprafețele inferioare se etanșează atunci cînd sînt trase pe placa magnetică, iar orificiile de pe fețele laterale pot fi astupate cu o bandă aderentă impermeabilă. Se indică folosirea manșoanelor cu latura pătratului mai mare de 25 mm, deoarece fețele se deformează ușor spre interior, cînd se aplică vidul.

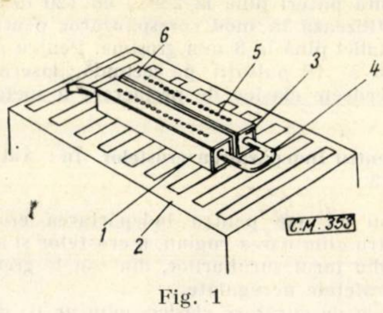


Fig. 1

Pentru a verifica capacitatea de fixare a plăcii s-a prelucrat o bară de 2,5 × 2,5 mm de secțiune simplă, cu un rînd de orificii cu diametrul de 1,5 mm, executată din rășini epoxidice și avînd un adaos de prelucrare de 0,012 mm.

La piesele cu lățime sau suprafață de prindere mai mare, prinderea este mai mult decît suficientă.

Determinarea durității metalelor cu ajutorul ultrasunetelor. În : La Machine Moderne, mai 1967.

O nouă metodă de determinare a durității cu ajutorul ultrasunetelor a fost pusă la punct în ultimul timp (Branson Instruments Inc.). Principiul funcțional al instrumentului — după cum se vede din figura 1 — este simplu. Tija *1* dintr-un material magnetostrictiv posedă un vîrf de diamant *2*, fiind excitată de la o sursă de vibrații ultrasonore (cristalul *3*, bobina *4*). Frecvența de rezonanță a tijei variază atunci cînd vîrful ajunge în contact cu suprafața metalului, variația frecvenței fiind în funcție de duritatea metalului.

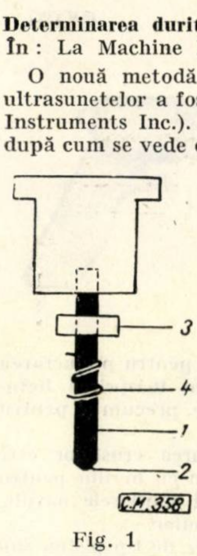


Fig. 1

Dispozitivul o dată etalonat pentru o anumită forță de contact și pentru un modul de elasticitate cunoscut, suprafața de contact dintre vîrf și metal poate fi dedusă în funcție de frecvența de rezonanță măsurată ; suprafața de contact este proporțională cu duritatea metalului încercat și deci frecvența determinată constituie o măsură a durității.

Forța de apăsare este foarte mică (675 gf), astfel încît adîncimea de pătrundere este cuprinsă între 7 și 11 μm. Rezultă deci că se poate considera metoda ca nedistructivă.

Viteza de determinare este de circa 30 de ori mai mare decît în cazul instrumentelor obișnuite pentru determinarea microdurității.

Inconvenientul metodei constă în necesitatea ca rugozitatea suprafeței să fie redusă ; în plus, metalul trebuie să fie omogen.

Metoda de determinare a durității cu ajutorul ultrasunetelor va putea fi aplicată pentru cilindri de oțel, bile de rulmenți, tije de supape, matrițe, scule de așchiere etc.

Organizarea unei stații de aer comprimat. I. Püschel În : Werkstatt und Betrieb, nr. 10, vol. 99.

Pentru calculul unei stații de aer comprimat este necesar, în primul rînd, să se stabilească consumul de aer. Pentru aceasta, trebuie luate în considerare date experimentale sigure.

Cantitatea de aer livrată de compresor este determinată în condițiile mediului de aspirație, în timp ce consumul de aer al utilajelor pneumatice este indicat fie în condițiile atmosferei normale (1 at și 20°C), fie în condițiile aerului comprimat (de exemplu 6 at și 20°C).

Trebuie luați în considerare o serie de factori : altitudinea instalației, caracteristicile și scopul întreprinderii, caracteristicile aparaturii pneumatice etc. De mare importanță este și alegerea tipului de compresor potrivit scopului urmărit. Debitele reduse sub 10 m^3/min sînt realizate astăzi cu compresoare răcite cu aer, răcirea cu apă fiind prea scumpă.

În cazul debitelor de peste 10 m^3/min trebuie să se utilizeze fie o unitate de comprimare răcită cu apă, fie mai multe unități răcite cu aer.

În general, pentru o instalație de caracteristici normale, se înregistrează următoarea repartiție a cheltuielilor : 60% energie electrică, 15% amortismentul investiției, 13% întreținere și reparații, 8% ungere și control, 4% costul apei de răcire. Natural, procentele pot varia în funcție de condițiile locale, însă costul energiei electrice este întotdeauna superior. Rezultă, deci, că un compresor avînd un preț de cost ridicat este mai avantajos față de altul mai ieftin, dacă consumul de energie raportat la metrul cub de aer comprimat este mai redus.

În ceea ce privește realizarea instalației sînt necesare o serie de măsuri de prevedere. Astfel, conductele de aer trebuie să posede o anumită înclinare pentru a permite eliminarea apei de condensație. Dispozitivele de separare și scurgere a apei de condensație trebuie să nu permită acesteia să ajungă la consumatorul de aer comprimat.

Dacă compresorul funcționează în gol un timp mai îndelungat, se acumulează ulei în conductele instalației, efectul fiind dăunător atît pentru conducte, cît și pentru consumatorii de aer comprimat. Folosirea dispozitivelor automate de oprire în cazul funcționării în gol remediază inconvenientul semnalat și micșorează consumul de energie electrică.

Tablourile de control trebuie să permită urmărirea nu numai a temperaturii și presiunii în diferitele puncte ale instalației, ci și variația debitului în timpul procesului de reglare.

Combaterea vibrațiilor la montarea mașinilor-unelte. În : Outils-Outillages, aprilie 1967.

Printre dispozitivele utilizate pentru combaterea vibrațiilor în cazul mașinilor-unelte este și resortul de tip Jarret (fig. 1) care utilizează comprimarea hidrostatică a elastomerilor.

În timp ce cauciucul este utilizat în cadrul amortizoarelor, în general, la volum constant, elastomerii resoartelor cu compresiune hidrostatică își variază volumul sub acțiunea presiunii. Pentru aceasta, elastomerul este închis într-o carcasă metalică etanșă, de volum variabil. Carcasa se deformează elastic sub acțiunea forțelor exterioare aplicate și a forțelor interioare determinate de elastomerul comprimat, dubla acțiune asupra carcasei metalice asigurînd stabilitatea formei dispozitivului ; reacțiunea elastică a carcasei se însumează cu aceea determinată de elastomer.

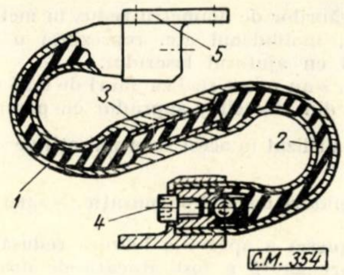


Fig. 1

În cazul cînd carcasa deformată elastic nu comprimă în mod uniform elastomerul, acesta prezintă tendința de deplasare din zonele comprimate către cele mai puțin comprimate, determinînd apariția unor forțe de frecare cu efect amortizor.

În figura 1 apare schema de principiu a dispozitivului pentru combaterea vibrațiilor, de tip Jarret : *1* — carcasă tubulară ; *2* — elastomer ; *3* — manșon de reglare volumetrică ; *4* — şurub pentru reglarea presiunii interioare ; *5* — suprafaţă de sprijin.

Ancombramentul acestui tip de dispozitiv este redus în raport cu eficienţa sa. Pînă în prezent a fost realizată o întreagă gamă de suporturi de dimensiuni reduse, cu carcasa din oţel indoxidabil, pentru sarcini de 10—200 kgf. Pentru sarcini cuprinse între 200 şi 2 000 kgf, carcasele sînt construite din oţel aliat cu crom şi molibden, tratat termic ; sînt şi modele speciale pentru sarcini mari.

Eficienţa dispozitivelor cu compresiune hidrostatică de elastomer a permis, de exemplu, montarea unei maşini de rectificat de precizie, la o distanţă de numai 10 m de la un ciocan pentru forje.

Organizaţia europeană pentru controlul calităţii

Faţă de importanţa crescîndă pe care au căpătat-o problemele privind calitatea şi controlul calităţii în condiţiile avîntului industrial contemporan, Agenţia europeană pentru productivitate a organizat în anul 1956, la Paris, prima întîlnire a specialiştilor europeni în domeniul calităţii. Cu această ocazie s-a hotărît înfiinţarea Organizaţiei europene pentru controlul calităţii (E.O.Q.C. — European Organisation for Quality Control), iniţiativa pornind din partea delegaţilor reprezentînd ţările în care astfel de organizaţii existau la nivel naţional (Franţa, Italia, R.F.G., Olanda). Obiectivele pe care le-a propus E.O.Q.C. sînt extinderea şi perfecţionarea controlului calităţii prin toate mijloacele adecvate — o menţiune specială fiind făcută în ceea ce priveşte metodele statistice-matematice — în scopul îmbunătăţirii calităţii şi siguranţei în funcţionare, reducerii costurilor de fabricaţie şi creşterii productivităţii.

Una din principalele forme de activitate a organizaţiei o constituie conferinţele anuale care, datorită interesului suscitat de temele puse în discuţie şi de nivelul ridicat la care se desfăşoară lucrările, se bucură de o largă participare, de exemplu : 260 delegaţi din 13 ţări — Essen 1958 ; 200 delegaţi din 20 ţări — Rotterdam 1965 ; 800 delegaţi din 34 ţări — Stockholm 1966. Conferinţele anuale E.O.Q.C. constituie un important mijloc pentru schimbul de experienţă atît între organizaţiile membre, cît şi cu cele similare, dar neasociate şi care activează în ţări dezvoltate industrial în Europa sau în alte regiuni ale lumii (de exemplu A.S.Q.C. — American Society for Quality Control, J.U.S.E. — Union of Japanese Scientists and Engineers), participante la lucrări în calitate de invitate.

Dintre temele care au constituit obiectul conferinţelor E.O.Q.C. menţionăm : ,,Controlul calităţii — instrument de conducere'' (Paris 1957) ; ,,Controlul integrat al calităţii'' (Torino 1961) ; ,,Calitatea şi siguranţa în funcţionare'' (Aix en Provence 1962) ; ,,Reducerea costurilor prin controlul calităţii'' (Copenhaga 1963) ; ,,Asigurarea calităţii şi siguranţei în funcţionare'' (Stockholm 1966) etc.

În paralel cu organizarea conferinţelor anuale, E.O.Q.C. s-a ocupat de formarea unor comitete de lucru în cadrul cărora experienţa şi cunoştinţele specialiştilor din organizaţiile membre sînt folosite pentru studierea diferitelor aspecte pe care le prezintă controlul calităţii producţiei industriale. În momentul de faţă funcţionează patru astfel de comitete : metode de sondaj ; documentaţie tehnică referitoare la calitate şi siguranţă în funcţionare ; terminologie ; siguranţă în funcţionare.

După o muncă de doi ani, comitetul pentru terminologie a publicat în anul 1965 un dicţionar poliglot avînd peste 300 de termeni dintre cei mai utilizaţi în domeniul calităţii. Pentru fiecare termen se dă definiţia în limba engleză, iar corespondentele, în limbile germană, franceză, italiană şi olandeză.

Unul dintre mijloacele importante de manifestare a activităţii E.O.Q.C. îl constituie publicaţiile de specialitate. Înfiinţat încă de la constituirea organizaţiei, buletinul trimestrial ,,Quality'' apare în limba engleză, fiecare număr fiind consacrat unei anumite probleme de control al calităţii.

O altă publicaţie lunară : E.O.Q.C. Newsletter'' serveşte pentru ţinerea la curent a membrilor organizaţiei cu noutăţile apărute în domeniul calităţii şi siguranţei în funcţionare. Tot la acest capitol al activităţii trebuie menţionată şi tipărirea comunicărilor prezentate şi a discuţiilor purtate la conferinţele anuale.

O realizare de o importanţă deosebiţă o constituie înfiinţarea la Rotterdam a Centrului Internaţional al Calităţii, inaugurat cu prilejul celei de-a IX-a conferinţe anuale a organizaţiei în anul 1965. În cadrul Centrului, o expoziţie permanentă ilustrează realizările care se pot obţine în producţia de bunuri şi servicii prin aplicarea principiilor controlului integrat al calităţii. Vizitatorii, indiferent de ţara din care vin, primesc îndrumări referitoare la modul de aplicare a acestor principii în domeniul pregătirii tehnice şi în cel al fabricaţiei. Un interes deosebit îl prezintă cursurile de pregătire în probleme de control al calităţii pe care le organizează Centrul. În programul cursului organizat pentru anul 1966 şi prevăzut să dureze 89 de zile au fost incluse prelegeri pe teme de teoria controlului calităţii, lecţii practice şi vizite de documentare în întreprinderi industriale. Pentru acest curs s-au primit înscrieri dintr-o serie de ţări, printre care Iugoslavia, Egipt, India etc.

Încă din perioada de început a existenţei sale, E.O.Q.C. a întreţinut strînse legături cu organizaţiile similare din alte părţi ale lumii şi, în special, cu J.U.S.E. şi A.S.Q.C., sub forma schimbului de informaţii şi de vizite ale specialiştilor. Anul 1965 a marcat o etapă importantă pe calea îmbunătăţirii colaborării pe scară mondială în domeniul calităţii, prin formarea unui comitet de şase membri reprezentînd E.O.Q.C., A.S.Q.C. şi J.U.S.E. şi care are sarcina să pregătească înfiinţarea Asociaţiei Internaţionale pentru Calitate. În acest sens a fost pregătit un proiect de statut şi se speră că pînă în anul 1971, înfiinţarea acestei asociaţii va fi un fapt împlinit.

O dovadă a recunoaşterii rezultatelor obţinute de E.O.Q.C· în diversele forme de activitate pe care le desfăşoară o constituie creşterea continuă a numărului de organizaţii membre. În prezent fac parte din E.O.Q.C. următoarele organizaţii naţionale de specialitate : Asociacion Espanola para el Control de la Calidad ; Association Française pour le Contrôle Industriel de Qualité ; Association Suisse pour la Promotion de la Qualité ; Associazione Italiana per il Controlle della Qualitá ; British Productivity Council ; Ceskoslovenska Vedeko Technika Spolcnost ; Dansk Forening for Industrial Kvalitetskontroll ; Deutsche Arbeitsgemeinschaft für Statistische Qualitätskontrolle ; Norsk Forening for Industriell Kvalitetskontroll ; Stichting Kwaliteitsdienst voor de Industrie ; Svenska Kommitten för E.O.Q.C.

BIBLIOGRAFIE

[1] În : Qualitätskontrolle, nr. 1, 1965.
[2] În : Courrier de la Normalisation, nr. 185, 1965.
[3] În : Quality, nr. 2, 1966.
[4] *** Proceedings of the X th E.O.Q.C. Conference.

Controlul dimensional automat al alezajelor de precizie. În : Werkstattstechnik, vol. 55, nr. 11.

O serie de cercetări efectuate în cadrul industriei germane de automobile au avut ca rezultat realizarea unui sistem automat pentru controlul dimensional al alezajelor de precizie, a cărui schemă de principiu funcţional apare în figura 1 (*1* — piesă ; *2* — bară de alezat ; *3* — cuţit de prelucrare ; *4* — cuţit de finisare ; *5* — detector de cotă ; *6* — traductor ; *7* — tablou cu instrumente de măsură ; *8* — comenzi ; *10* — broşe de alezat ; *11* — sistem pentru reglarea cuţitelor).

După cum se vede, dispozitivul detector al cotei transmite informaţiile necesare barei de alezare care este reglată astfel automat pentru realizarea diametrului dorit.

Detectarea şi măsurarea cotei se realizează cu ajutorul unui dispozitiv pneumoelectronic.

Aspectul original al sistemului constă în construcţia barei de alezare care apare în figura 2 (*1* — cuţit de prelucrare ; *2* — cuţit de finisare ; *3* — şurub diferenţial ; *4* — tije).

Cuţitul de finisare este reglat prin rotirea tijei care acţionează mecanismul de comandă al cuţitului prin intermediul unui şurub diferenţial; o rotaţie a tijei determină o deplasare radială a cuţitului de 25 μm.

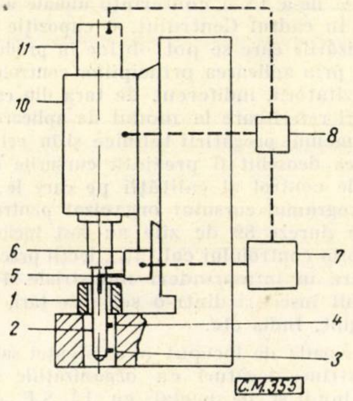


Fig. 1

Sistemul de calibrare automată a fost montat pe o maşină de alezat duplex automată pentru biele din oţel tratat termic. Pentru capul bielei pentru care limitele cotei prescrise iniţial erau 53,960—53,990 mm, calibrarea automată a determinat o abatere de numai 13 μm.

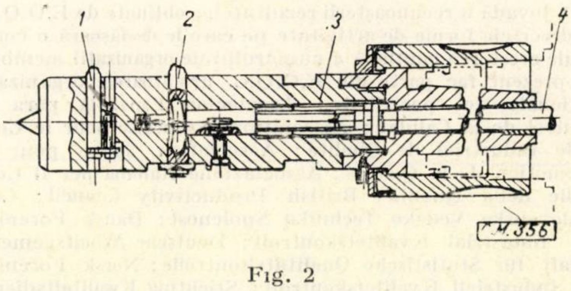


Fig. 2

Un avantaj important al calibrării automate îl constituie posibilitatea eliminării complete a rodajului ulterior sau scurtarea substanţială a ciclului respectiv.

Toleranţele strînse ce se pot obţine prin calibrare automată pot elimina necesitatea unui ajustaj selectiv.

Lubrifianţi solizi pentru operaţiile de aşchiere. În: La Machine Moderne, mai 1967.

În cadrul unor lucrări experimentale ale Institutului de tehnologie din Massachusetts (S.U.A.), s-a demonstrat posibilitatea lubrifierii prin depunere electrolitică în timpul aşchierii metalelor. Astfel, o freză cilindrică tratată în acest mod şi-a mărit durata de funcţionare de două pînă la zece ori.

Lubrifianţii solizi utilizaţi sub formă de pelicule metalice de plumb, staniu, zinc, cupru etc., prezintă avantajul important de a putea fi folosiţi la temperaturi înalte.

În figura 1 apare schematic principiul utilizării unei pelicule de lubrifiant solid în timpul operaţiei de frezare (*1* — intrarea fluidului; *2* — ghidaj; *3* — piesă; *4* — freză).

În general, avantajele lubrifierii cu ajutorul peliculei solide sînt exploatate în cadrul procedeelor în care suprafaţa iniţială devine suprafaţa finală a piesei (trefilare, forjare).

În cadrul operaţiilor de aşchiere nu se pot aplica pelicule de lubrifiant solid pe suprafaţa piesei, întrucît în mod continuu apar suprafeţe noi. Apoi, în general, stratul depus pe suprafaţa sculei se uzează prea repede şi nu poate fi înlocuit cu o viteză suficient de mare.

Condiţii favorabile lubrifierii solide apar în operaţiile de aşchiere intermitentă: frezare, broşare, mortezare etc. În aceste cazuri, tăişul sculei părăseşte pentru un timp oarecare suprafaţa piesei, putîndu-se aplica pe tăiş pelicula solidă în acest interval de timp (fig. 1).

În cadrul experienţelor realizate s-a utilizat o freză cilindrică normală, cu patru tăişuri, din oţel rapid. Piesele, din titan, erau fixate într-un dispozitiv special. Fluidul era adus pe porţiunea frezei aflate în afara piesei. Scînteile datorite aşchiilor au fost eliminate prin utilizarea unei rezistenţe de 75 Ω montate în serie.

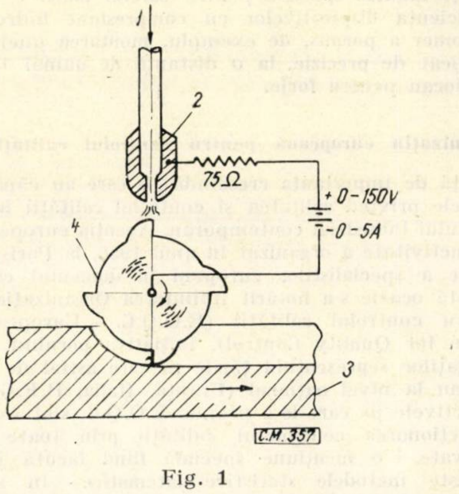


Fig. 1

Noile tractoare IH cu ecartament îngust. În: Landmaschinen Rundschau, februarie 1967.

Pentru folosirea în pomicultură, horticultură, viticultură, ca şi la cultura de hamei şi de tutun, Uzinele International Harvester Company au construit în clasele de tractoare de 30 şi de 40 CP un tip special de tractor care, pe lîngă dimensiunile mici necesare, are un ecartament îngust, o construcţie compactă şi o serie de avantaje tehnice de o deosebită importanţă pentru utilizarea în cadrul culturilor speciale.

Astfel, s-a obţinut o mai bună manevrabilitate a tractoarelor printr-o direcţie centrală uşoară şi o rază de întoarcere minimă.

Frîne puternice cu discuri duble dau siguranţa necesară la lucrările în pantă şi permit manevrarea cu o precizie de ordinul milimetrilor.

Centrul de greutate coborît (cu o lumină de transport relativ mare) micşorează pericolul de răsturnare pe pantă.

Puternicele motoare Diesel — IH (verticale, cu trei cilindri cu camere de precombustie), precum şi injectoarele directe cu economisitor de carburanţi încercat timp de mai mulţi ani, asigură o forţă superioară de tracţiune şi de acţionare pentru toate cazurile de folosire, mai ales datorită unei turaţii favorabile ce determină o elasticitate suficientă a motorului.

Ca element de transmitere a puterii s-a ales o cutie de viteze, cu 8 + 2 viteze, cu angrenare uşoară, avînd opt viteze de mers înainte, cu trecere foarte lină şi două viteze de mers înapoi. Priza de putere poate fi cuplată şi decuplată în timpul deplasării şi sub sarcină, cu ajutorul unui cuplaj dublu.

Dispozitivul hidraulic de reglare exactă, cunoscut şi la alte tipuri de tractoare IH, caracterizează şi noile tractoare cu ecartament îngust. El asigură chiar şi pe soluri denivelate, permanent, o adîncime de lucru uniformă, simplifică în mare măsură deservirea uneltelor şi măreşte forţa de tracţiune prin transferarea greutăţii uneltelor pe roţile din spate ale tractorului.

Lanțuri din nailon. În : The Engineer, ianuarie 1967.

Lanțul cu zale matrițate din nailon, fabricat de firmele Tuff-Link Co., Ramsey Mill, Chadderton, Oldham, Laucs, poate fi utilizat în scopuri foarte diferite.

El posedă toate caracteristicile corespunzătoare ale pieselor injectate din nailon, are o greutate redusă, precum și o rezistență mare în raport cu greutatea.

Fiind rezistent la intemperii, acest tip de lanț nu necesită nici un fel de întreținere.

Zalele lanțului sînt injectate dintr-o bucată, în matriță, și se întrepătrund încă de la operația de matrițare.

Lanțurile se livrează în lungimi normale de 54,84 m, care pot fi înnădite cu zale speciale matrițate, de asemenea, din nailon. Sînt confecționate în trei dimensiuni, avînd lungimea interioară a zalelor de 38,1, 50,8 și 63,5 mm. Sarcina de rupere a acestor lanțuri este de 273, 545 și 816 kgf, greutatea lor liniară fiind de 0,101 kgf, 0,155 kgf, respectiv 0,280 kgf.

Zalele lanțurilor pot fi executate în trei culori (negru, alb sau roșu), la comandă specială zalele putînd avea și alte culori, chiar alternînd zalele roșii cu zale albe. Lanțurile din nailon pot fi utilizate la temperaturi cuprinse între -40 și $+80°C$. Au o mare rezistență la uzură și corodare, sînt antimagnetice și nu conduc electricitatea.

Ambreiaj electromagnetic monodisc inductor fix. În : La Machine — outil française, martie 1967.

Prevăzut pentru funcționare uscată, acest ambreiaj se compune din trei părți independente :

— un inductor alimentat cu curent continuu sau redresat de 24 V ;

— o armătură fixă conținînd alveolele de ghidare a fluxului magnetic, solidară cu unul din arbori ;

— o armătură mobilă coaxială cu garnitura de fricțiune încastrată și aripioare de răcire.

Sub acțiunea fluxului magnetic produs de către inductor, armătura mobilă este comprimată pe armătura fixă și transmite astfel un cuplu a cărui valoare se poate regla în limite largi prin reglarea intensității curentului de alimentare.

Poziția întrefierului elimină orice presiune axială exercitată asupra arborilor atunci cînd ambreiajul este cuplat.

La decuplare, armătura mobilă este readusă pe arcuri dispărînd contactul dintre partea motoare și cea condusă.

O concepție identică a fost considerată pentru realizarea unei frîne monodisc și a unui ambreiaj-frînă, la care ambreierea se realizează prin flux magnetic, iar cuplarea, prin acțiunea unui resort la întreruperea alimentării bobinei.

Aprovizionarea automată a unor grupuri de prese. În : La pratique des industries mécaniques, aprilie 1967.

În atelierele mecanice pentru prelucrarea pieselor turnate, complexitatea programului de fabricație și mulțimea modelelor complică aprovizionarea regulată a posturilor de lucru. Pentru exemplificarea modului de rezolvare a problemei este descrisă o aprovizionare automată a unor grupuri de prese de la uzinele Pied — Selle, în care se folosesc 66 indexații diferite care comandă 28 de macazuri, dintre care patru sînt cu cale triplă. Uzina se întinde pe o suprafață de 62 000 m^2 și folosește 1 000 de muncitori, care produc anual 120 000 sobe cu cărbuni, cu gaze sau electrice. Materia primă necesară fabricației—tabla—este descărcată pe un chei de cale ferată, în loturi de 2—3 tf, și apoi transportată cu ajutorul unui monorai în prima magazie unde sînt montate cinci prese care taie lunar 750 tf tablă de 1×2 m, cu grosimea de 0,5—3 mm. Tăierea tablei este pregătită anticipat, de serviciul de producție, printr-o serie de fișe care indică : numărul de piese, numărul piesei, numărul sculei de prelucrare și alte indicații de identificare și urmărire. Preluarea pieselor intermediare și a pieselor finite este realizată de către diversele transportoare așezate în ordine : un transportor aerian tip Overhead, de 230 m lungime, pentru transportul pieselor de la atelierul de sudură la atelierul de emailat, un transportor aerian tip Overhead, de 113 m lungime, pentru deservirea cuptoarelor de emailare și depozitarea pieselor emailate, două transportoare aeriene de tip Fower and Free, legate între ele prin derivații de transfer, totalizînd o lungime de 456 m. Acest transportor aprovizionează în mod selectiv și automat atelierele de presat și asigură în același timp și evacuarea produselor. Deoarece instalația comportă patru zone și are 27 posturi de derivație pentru descărcare, se efectuează toate operațiile de transfer de la post la post. Sînt descrise detaliile de instalare a grupurilor motoare și a posturilor de alimentare, sistemele de descărcare, derivațiile, dispozitivele de indexare a leagănelor și a coșurilor pline și goale, posturile de macaz cu dispozitivele de indexare, atelierele de presare cu transportoarele aeriene și transferul coșurilor încărcate, încărcarea coșurilor cu piese finite și bucla de descărcare a transportorului în magazie.

Mandrine pentru strung permițînd o stringere mai sigură. În : Werkstattstechnik, nr. 6, vol. 55.

Un grup de cercetători din cadrul Universității tehnice din Aix-la-Chapelle (R.F.G) a studiat încovoierea unei piese fixate în consolă în mandrina unui strung.

Rezultatele obținute au permis să se stabilească că fenomenul considerat este influențat de factorii următori : rigiditatea unghiulară a fălcilor mandrinei, rigiditatea radială a fălcilor, zona de contact dintre placa mandrinei și piesă, forța de strîngere, greutatea piesei, poziția fălcilor, frecarea dintre piesă și fălcile mandrinei, duritatea piesei și a fălcilor, raportul dintre poziția fălcilor și raza piesei, forma suprafețelor de prindere netede sau striate și turația mandrinei.

Rigiditatea este direct proporțională cu cuplul de strîngere și, de asemenea, proporțională cu pătratul diametrului mandrinei. Piesele din material mai puțin dur pot fi mai bine fixate în mandrină decît cele dure ; frecarea în zonele de strîngere este foarte utilă.

La unele construcții de mandrine, rigiditatea scade cu creșterea turației. Astfel, pentru o mandrină spirală cu un diametru de 190 mm, rigiditatea poate ajunge la jumătate din valoarea sa statică, chiar la o turație relativ coborîtă de 500 rot/min. Mandrinele cu colțuri sînt insensibile la variația turației.

Fălcile mandrinei trebuie să fie puțin conice la interior pentru a determina o strîngere paralelă la sarcină plină.

Filetarea prin electroeroziunea materialelor greu prelucrabile. V. F. Șușkin. În : Stanki i instrument, nr. 9, 1967.

Tarodul-electrod pentru filetarea găurilor în piese de materiale dure (480—650 HB) are forma unei bare-segment (fig. 1), suprafața sa cilindrică fiind prevăzută cu muchii așchietoare. Tarodul-electrod se introduce în întregime în orificiul care urmează să fie filetat, în așa fel încît planul de simetrie ce trece prin axa $I-I$ să coincidă cu axa orificiului. După aceasta, tarodul-electrod este deplasat în planul de simetrie pe întreaga adîncime de filetare, avansul fiind comandat normal. Procesul de filetare se realizează prin rotirea tarodului-electrod și deplasarea sa longitudinală în conformitate cu pasul filetului. Pe lungimea respectivă, filetul se obține în două rotiri ale tarodului-electrod (pentru degroșare și finisare).

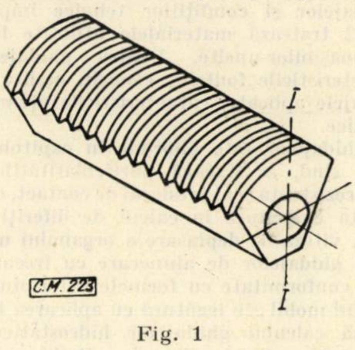


Fig. 1

Tarodul-electrod se fabrică din material grafitat EEG sau cupru M2. Primul material permite să se execute două-cinci filetări (în funcţie de precizia necesară) cu un singur tarod-electrod, fără ascuţirea acestuia ; la tarozii-electrod de cupru productivitatea este mai mică.

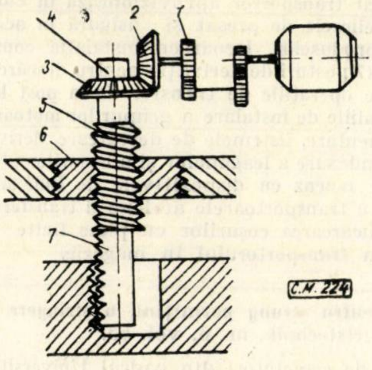


Fig. 2

Pentru filetarea cu scula descrisă s-a folosit maşina model 4 A722, cu generator de impulsuri MGI–2. Maşina a fost dotată cu un dispozitiv special, ca mediu de lucru utilizîndu-se ulei industrial.

Dispozitivul pentru filetare (fig. 2) se prinde pe sania capului de broşat al maşinii. De la electromotorul de antrenare de curent continuu tip SL–361, mişcarea se transmite la tarodul-electrod *7* prin roţile dinţate *1*, *2* şi *3* şi arborele canelat *4*, care se poate deplasa pe verticală faţă de roata dinţată *3*. Pasul necesar al filetului este asigurat prin schimbarea cuplului format din şurubul *5* şi piuliţa *6*.

La filetarea de degroşare tensiunea de mers în gol este de 23–25 V, intensitatea curentului de lucru fiind stabilită în funcţie de caracteristicile filetului, în aşa fel încît densitatea maximă să nu depăşească 50 A/cm^2. Curentul de deplasare de-a lungul adîncimii de filetare reprezintă 0,5–0,6 din curentul de lucru. Variaţiile de structură ale stratului superficial al materialului supus prelucrării prin electroeroziune se extind pe o adîncime de maximum 0,2 mm la un curent de lucru de 40 A.

Pentru desfăşurarea corespunzătoare a procesului şi mărirea productivităţii s-a recurs la vehicularea forţată a lichidului de lucru în zona de prelucrare, prin orificiul din lungul tarodului-electrod (suprapresiune de 0,1–0,3 at) ; în acest scop tarodul-electrod este antrenat într-o mişcare de vibraţie cu amplitudinea pînă la 0,05 mm, cu ajutorul unui vibrator de frecvenţă industrială.

La filetarea de finisare tensiunea de mers în gol este de 30–35 V, iar amplitudinea de vibraţie a tarodului-electrod de 0,1–0,15 mm. Jocul dintre tarodul-electrod şi piesă se stabileşte între 0,15 şi 0,30 mm, în funcţie de intensitatea curentului de lucru.

Metoda prezentată este deosebit de eficace, timpul de maşină fiind de 24–29 min. Realizarea operaţiei prin prelucrare mecanică este posibilă numai dacă piesele au duritatea mai scăzută (450–470 HB) şi reclamă un timp de maşină mult mai îndelungat.

Recenzii

I. GH. SANDU, V. MORARU şi C. MINCIU. **Ghidajele maşinilor-unelte**. Bucureşti, Editura tehnică, 1967, 274 pag.

Făcînd parte din monografiile destinate organelor de maşini publicate în Editura tehnică, lucrarea este consacrată celor mai importante şi specifice probleme ale ghidajelor maşinilor-unelte, dezvoltate în şapte capitole.

Capitolul 1 prezintă construcţia ghidajelor. După generalităţi şi definirea rolului funcţional al ghidajelor, sînt descrise profilurile acestora (triunghiulare, plane şi cilindrice) şi apoi formele rezultate din traiectoria organului mobil (rectilinie, cilindrică şi circulară). Un alt criteriu pentru analiza construcţiei ghidajelor îl constituie natura frecării, fiind incluse aici ghidajele de alunecare şi de rostogolire. În toate cazurile sînt indicate elementele constructive, cu precizarea unor dimensiuni principale, ultimele paragrafe fiind rezervate reglării ghidajelor şi condiţiilor tehnice impuse acestora.

Capitolul 2 tratează materialele utilizate în construcţia ghidajelor maşinilor-unelte. Pentru ghidajele monobloc se dau caracteristicile fontelor cenuşii, oţelite şi aliate, iar pentru ghidajele aplicate, caracteristicile oţelurilor şi materialelor plastice.

Calculul ghidajelor este abordat în capitolul 3. În primul rînd, se fixează particularităţile şi ipotezele calculului de rezistenţă şi al presiunii de contact, examinîndu-se apoi influenţa exercitată în calcul de diferiţi factori, cum sînt frecarea, viteza de deplasare a organului mobil, ungerea etc. Calculul ghidajelor de alunecare cu frecare mixtă este organizat în conformitate cu formele determinate de traiectoria organului mobil ; în legătură cu aplicarea frecării lichide se elaborează calculul ghidajelor hidrostatice deschise şi închise, aerostatice şi hidrodinamice. Problemele sînt extinse în continuare la calculul ghidajelor de rostogolire, în final determinîndu-se consumul de lubrifiant.

În capitolul 4 se trece la tehnologia prelucrării ghidajelor, în succesiunea logică a operaţiilor de la degroşare pînă la finisare şi durificare superficială. Reţin atenţia din cuprins metodele de prelucrare foarte fină, cu specificarea criteriilor de alegere, ca şi particularităţile prelucrării ghidajelor aplicate şi a celor de materiale plastice.

După controlul şi recepţia ghidajelor (capitolul 5) se examinează ungerea şi protecţia lor (capitolul 6). Dintre primele obiective menţionăm metodele de verificare a rectilinităţii, planeităţii şi poziţiei reciproce a suprafeţelor de ghidare, iar dintre celelalte — descrierea sistemelor de ungere şi de protecţie şi recomandări privind lubrificaţia.

Capitolul 7 se ocupă de întreţinerea şi repararea ghidajelor. Se acordă importanţa cuvenită măsurilor de mărire a durabilităţii, rezistenţei la uzură şi influenţei uzurii asupra preciziei de prelucrare a pieselor.

Lucrarea tratează problemele mai sus semnalate la un nivel tehnic superior, într-o prezentare omogenă şi dotată cu un bogat material grafic şi date practice de primă execuţie. Aceste considerente, cum şi faptul că lucrarea reprezintă o primă apariţie din specialitatea respectivă, fiind pusă la punct şi cu ultimele noutăţi tehnice, o recomandă ca foarte utilă pentru proiectanţi şi constructori, cum şi pentru specialiştii din exploatare şi reparaţii.

M. MARCOVICI şi A. LEONTE. **Realizări moderne în construcţia de motoare cu ardere internă**. Bucureşti, Editura tehnica, 1967, 367 p.

Lucrarea este formată din trei părţi în care se prezintă elemente constructive noi ale motoarelor cu ardere internă, procedee tehnologice recent elaborate şi, respectiv, tipuri moderne de motoare cu ardere internă.

După capitolul introductiv, în care se expun tendinţele actuale adoptate privind creşterea puterii specifice şi a duratei de funcţionare, concomitent cu scăderea greutăţii specifice şi a gabaritelor motoarelor cu ardere internă, în capitolul 2 sînt abordate problemele corespunzătoare acestor tendinţe în cazul arborilor cotiţi. Menţionăm din cuprins rezultatele experimentale privind influenţa racordărilor dintre fusurile şi braţele arborilor cotiţi asupra rezistenţei la oboseală şi calculul coeficientului de concentrare a eforturilor unitare la racordare.

Capitolele 3—6 tratează despre elemente noi în fabricaţia altor organe importante ale motoarelor cu ardere internă (pistoane şi segmenţi, lagăre, cămăşi de cilindru, supape). De exemplu, se prezintă realizări recente privind materialele pentru pistoane şi diferite tipuri constructive de pistoane (cu plăcuţe perforate, bimetalice, cu raport de compresie variabil), se elaborează o metodă de calcul al strîngerii cuzineţilor şi se descriu lagărele fără ungere, se examinează problemele uzurii cilindrului şi mecanismele pentru rotirea supapelor. Conţinutul capitolelor este îmbogăţit cu o serie de date practice privind caracteristicile materialelor noi, valori ale unor parametri de calcul etc.

În legătură cu sistemele noi de etanşare între chiulasă şi bloc-carter (capitolul 7) se prezintă garniturile metaloplastice tip ferrolastic şi metodele de analiză a proprietăţilor materialelor de etanşare.

Următoarele cinci capitole se referă la instalaţiile auxiliare ale motoarelor cu ardere internă. Reţin atenţia, între altele, metodele de reglare a temperaturii în instalaţia de răcire, filtrele combinate şi centrifugale de ulei, instalaţiile electronice de aprindere, instalaţiile de injectare pentru benzină. Se remarcă, de asemenea, instalaţiile de protecţie şi avertizare (electrice şi pneumatice) pentru motoare Diesel.

Capitolul 13 este consacrat mijloacelor de mărire a durabilităţii pieselor motoarelor cu ardere internă. În strînsă legătură cu frecarea şi influenţa ei asupra uzurii se arată procedeele de creştere a rezistenţei la uzură a supapelor şi cuzineţilor. Pentru arborii cotiţi, procedeele urmărind acelaşi obiectiv, descrise în capitol, sînt călirea superficială cu flacără şi C.I.F.

În încheierea primei părţi, capitolul 14 se ocupă de aspecte noi în rodajul şi încercarea motoarelor. Capitolele 15 şi 16 sînt destinate procedeelor tehnologice noi de prelucrare la cald şi la rece, utilizate în fabricaţia motoarelor cu ardere internă. În prima grupă îşi au locul forjarea arborilor cotiţi cu fibraj continuu şi turnarea arborilor cotiţi, în ultimul caz rezultatele recent obţinute fiind remarcabile; mai sînt prezentate forjarea supapelor, turnarea bimetalică, matriţarea danturii pinioanelor. Din a doua grupă se disting prelucrarea arborilor cotiţi prin frezare, strunjirile prin copiere şi alezarea cămăşilor de cilindru cu sculă profilată, procesele de ecruisare a suprafeţelor şi de superfinisare.

După procedee tehnologice de acoperire a suprafeţelor metalice (capitolul 17) se prezintă metode moderne de control (capitolul 18). Sînt examinate aici defectoscopia cu ultrasunete, controlul pneumoelectric al grosimii cuzineţilor, controlul pieselor cu soluţii penetrante etc.

Partea a treia este constituită din capitolul 19 — tendinţe de dezvoltare a diverselor tipuri de motoare cu ardere internă şi capitolele 20—22 — descrierea unor tipuri moderne. Pe lîngă motoarele cu pistoane rotative sînt demne de relevat motoarele hibride.

Lucrarea înglobează un valoros material în problema abordată, prezentînd şi realizări actuale în domeniul construcţiei şi tehnologiei motoarelor cu ardere internă din ţara noastră. Este utilă inginerilor şi tehnicienilor care lucrează în acest domeniu.

V. P. TEMNÎI. **Regulatoare hidraulice.** Moscova, Editura Energia, 1966, 144 pag.

Lucrarea constituie o monografie a regulatoarelor hidraulice utilizate în reglajul modern al maşinilor de forţă (motoare, turbine, maşini hidraulice etc.).

În introducere sînt prezentate principalele caracteristici ale unor regulatoare de flux, printre care remarcăm regulatoarele firmelor Segra, Cristal, Arca, Extroms, Wilman, Siemens, Celle, pentru presiuni de ieşire cuprinse între 2,5 şi 35 kgf/cm^2 şi sensibilitate, 0,02—5%.

În capitolul I sînt redaţi parametrii generali ai regulatoarelor hidraulice şi elementelor acestora, cum şi domeniul lor de utilizare la motoarele cu ardere internă, la motoarele navale, turbine, generatoare de gaz şi în industria chimică.

Lucrarea prezintă metode originale de calcul ale scurgerii lichidului prin elementele hidraulice şi canalele acestora, cum şi o analiză matematică a fenomenelor din membranele, droselele, duzele şi clapetele regulatoarelor. Tot în acest capitol sînt prezentate cîteva tipuri de acţionări hidraulice cu destinaţie industrială din grupa 1, 2 şi 3 cu tratarea matematică aferentă.

În capitolul II sînt prezentate regulatoare hidraulice clasificate pe baza mecanismelor de guvernare, printre care reţinem regulatoarele cu ţeavă şi jet (cu un singur etaj, cu ţeavă verticală, cu două ţevi, bazate pe principiul raportului de debite), regulatorul izodrom şi regulatoarele cu două etaje, cum şi caracteristicile dinamice ale acestor regulatoare.

În continuare sînt prezentate caracteristicile constructive şi funcţionarea regulatoarelor Siemens-Halske, Arca, Extroms şi Celle.

Capitolul III analizează construcţia şi funcţionarea regulatoarelor hidraulice tip AUS, coloana hidraulică reglabilă G.R.K-1, cum şi elementele de bază ale coloanei hidraulice G.R.K-1 (blocul hidraulic reglabil şi blocul de anticipare), principiile, construcţia şi metodele de calcul ale acţionării hidraulice de urmărire.

În încheierea capitolului, autorul prezintă un studiu de detaliu al elementelor auxiliare şi al coloanei G.R.K-1, printre care remarcăm dispozitivul de programare, supapa de transfer, convertizorul electrohidraulic etc.

Capitolul IV este rezervat regulatoarelor hidraulice cu amplificator operaţional. Amplificatorul operaţional este studiat în mod analitic, stabilindu-se ecuaţiile funcţionale de bază. În continuare este prezentat un studiu analitic al blocului de reacţie al derivaţiei şi al blocului de integrare.

Tot în acest capitol se defineşte capacitatea hidraulică de diferenţiere a unui sistem regulator, veriga de diferenţiere cu un singur amplificator şi blocul de integrare cu un singur amplificator, pentru ultimile două, metodele de calcul corespunzătoare.

Elementele auxiliare (convertizorul electrohidraulic şi droselele) sînt de asemenea prezentate.

Capitolul se încheie cu cîteva exemple de scheme de regulatoare hidraulice, cu utilizarea amplificatoarelor operaţionale.

În capitolul V sînt analizate, din punct de vedere constructiv şi funcţional, cîteva sisteme electropneumohidraulice, cum sînt regulatoarele tip 340 A şi 550 A, dispozitivul de poziţionare pneumohidraulic Hagan, regulatorul Toma, sistemul electronic-hidraulic Cristal şi amplificatorul Mug, Bendix, Pegas, Wikers, Hamilton, Sandfers, Cadillac, Pesso, AEG, Clapo.

Capitolul VI este rezervat lichidelor de lucru, filtrelor şi pompelor.

Lucrarea în ansamblu este o sinteză deosebit de bine organizată, prezentînd metode concrete de calcul pentru specialiştii din domeniul reglajului şi automatizării proceselor agregatelor de forţă şi a instalaţiilor industriale.

GERHARD PAULIN. **Lexicon redus pentru tehnica calculului şi a prelucrării informaţiilor** (Kleines Lexikon der Rechnentechnik und Datenverarbeitung). Berlin, VEB Verlag Technik, 64 pag., 40 fig.

Lexiconul cuprinde 380 termeni pentru care se dau definiţiile, precum şi echivalentul lor în limba engleză. Pentru precizarea acestor definiţii se indică, în cazul termenilor mai importanţi sau cu o semnificaţie mai complexă, şi exprimările analitice corespunzătoare, tabelele de definiţii, precum şi schemele lor descriptive.

Considerăm acest lexicon drept deosebit de reuşit şi folositor pentru acei care abordează acest nou şi important domeniu al tehnicii. În plus, ar putea servi ca model pentru editarea, în limba română, a unei lucrări asemănătoare.

Revista revistelor

Antriebstechnik, nr. 11/1967, Ed. Krausskopf: *W. Mehl.* — Forţe dinamice în organele de transmisie ale vehiculelor cu şenile; *H. W. Stuhr* — Instalaţie de reglaj de mare putere pentru mai multe circuite; *G. Erhard* — Folosirea ultramidei în tehnica comenzilor; *E. Bauerfeind* — O contribuţie cu privire la rezistenţa la oboseală a roţilor cu lagăre de cauciuc; *K. O. Schlums, A. May* — Construcţia cuzineţilor de paliere de alunecare în material sintetic; *F. Jarchow, K. Langenbeck, H. Benthake* — Angrenaje planetare şi de superpoziţie.

Verfahrenstechnik, nr. 11/1967, Ed. Krausskopf: *Prof. R. Gregorig* — Evaluarea soluţiilor tehnice — cu aplicaţie la construcţia unui schimbător de căldură; *K. A. van Oeteren* — Protecţia anticorosivă prin vopsire.

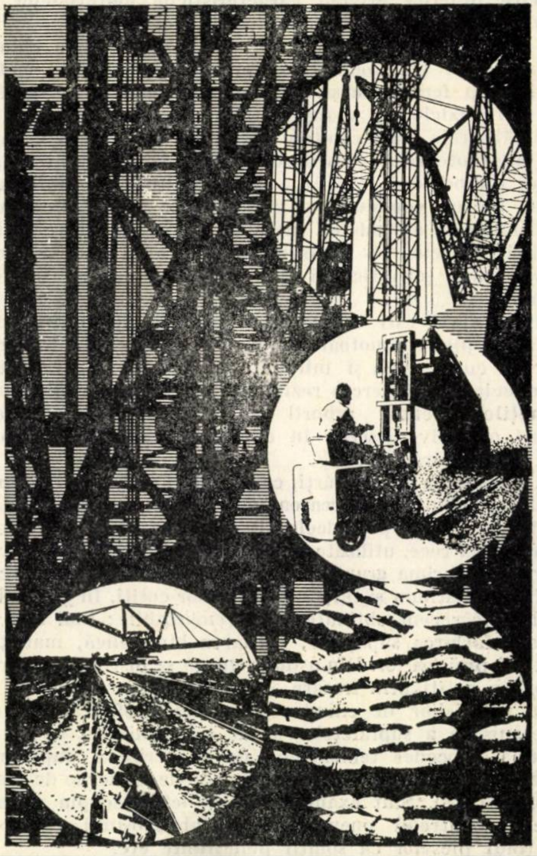
Ölhydraulik und pneumatik, nr. 11/1967, Ed. Krausskopf: *M. Kahrs* — O frînă oleo-hidrostatică pentru măsurarea puterii; *H. Hang* — Magneţi de acţionare pentru supape de comandă în aplicaţii oleo-hidraulice şi pneumatice; *H. Lang* — Lovituri de berbec şi vibraţii în sisteme hidraulice; *R. Martin* — Procedeu pentru asamblarea şi controlul servosupapelor de mare randament; *F. Walter* — Cilindrul pneumatic CNOMO cu un nou tip de amortizor; *W. Lappe* — Concepţia şi utilizarea supapelor cu mai multe căi în tehnica pneumatică.

Fördern und Heben, nr. 16/1967, Ed. Krausskopf: Prof. *C. M. Dolezalek, G. Ropohl* — Concepţii noi în dezvoltarea industriei constructoare de mijloace de producţie; *H. K. Dool* — Automatizarea conveioarelor continue pentru manipularea bagajelor; *W. A. Munson* — Automatizări la cuptoare înalte; *W. Weinberger* — Un simulator al mersului ascensoarelor; *T. F. Skonsen, W. Weinberger* — Simularea mersului ascensoarelor într-un calculator numeric; *H. Lorenz* — Cod magnetic pentru automatizarea procesului de transport; *E. Pierau* — Plan pentru un flux raţional de materiale într-un depozit de fiare vechi; *W. Heldt* — Măsuri preventive pentru evitarea deteriorării motoarelor electrice utilizate în uzinele siderurgice; *K. D. Schlums* — Calculul fundaţiilor pentru stîlpi-suporţi; *J. Hellerhoff* — Angrenaje cu roţi drepte în maşinile de ridicat şi instalaţiile de manipulare.

Wasser, Luft und Betrieb, nr. 11/1967, Ed. Krausskopf: *F. Rub* — Filtre pentru noroaie; *K. Marquardt* — Tratarea apelor proaspete şi reziduale în industria metalurgică; *K. D. Schäfer* — Prevenirea accidentelor în instalaţiile de limpezire; *V. Dittrich* — Explicarea definiţiilor relative la tratarea apelor reziduale. **Nr. 12/1967**: *E. Dietz* — Controlul poluării aerului; *F. Rathgeber* — Desprăfuirea în metalurgia prelucrătoare; *R. Metzinger* — Problemele desprăfuirii în industria metalurgică; *B. A. Rijkens* — Comportarea polifosfaţilor în coroziunea metalelor; *K. Egger* — Tratarea apelor reziduale care conţin uleiuri minerale în emulsie şi provenind de la întreprinderi de transporturi; *K. Marquardt* — Tratarea apelor proaspete şi reziduale în industria metalurgică (II).

1968
27 aprilie — 5 mai

TEHNICA ÎN TRANSPORT
LA
TÎRGUL DE LA HANOVRA



Tîrgul de la Hanovra reprezintă o sinteză a ofertelor din branşa dumneavoastră, precum şi o posibilitate de cunoaştere a unui program cuprinzător şi echilibrat sau de a culege informaţii preţioase asupra ofertei actuale. Utilajele şi mijloacele moderne de ridicat şi transportat, expuse la Hanovra, asigură raţionalizarea fluxului de materiale din unităţile dumneavoastră. Pentru orientare, vizitaţi standurile sectorului „Tehnica în transport" ale Tîrgului de la Hanovra din 1968.
Prospectul de specialitate „Tehnica în transport", precum şi alte informaţii de detaliu vi le oferă Deutsche Messe- und Ausstellungs-AG 3000 Hannover-Messegelände. Republica Federală a Germaniei.

TÎRGUL
DE LA
HANOVRA

PIAŢA
ECONOMICĂ
A LUMII
CONTEMPORANE

Maşini hidraulice de turnat sub presiune
Maşini hidraulice automate de turnat prin injecţie, pentru mase termoplastice

IDRA

Programul de fabricaţie

Seria OL-S: 15 modele de maşini de turnat sub presiune cu camera de răcire orizontală, de 60 — 3 500 tf.

Seria OL/V-S: 8 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire verticală, de 40 — 500 tf.

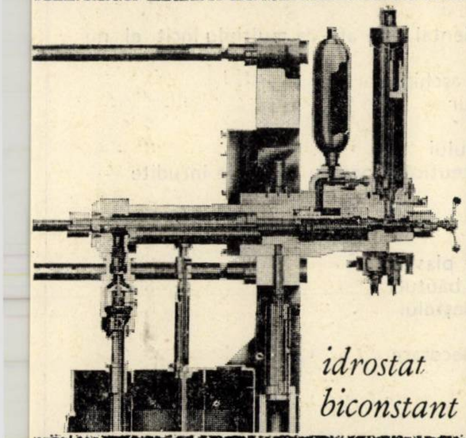
Seria OL/Z-S: 11 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire, pentru aliaje de zinc, de 20 — 00 tf.

Seria MP-S: 24 modele de maşini automate de turnat prin injecţie pentru materiale termoplastice, cu cilindru prevăzut cu spirală, pentru un volum de injecţie de 20 — 15000 cm³.

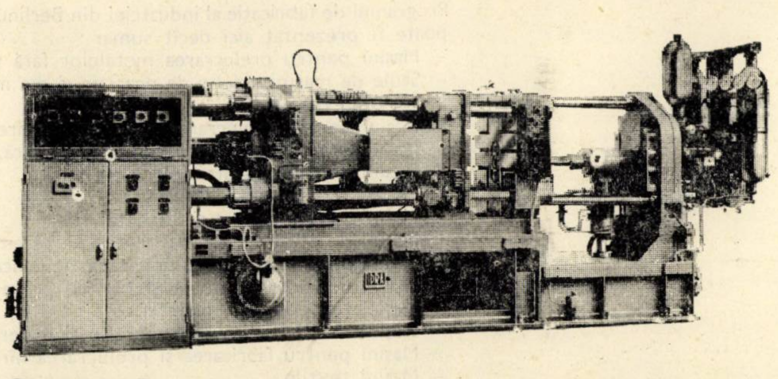
Invităm pe toţi specialiştii interesaţi să viziteze expoziţia noastră de maşini care va avea loc între 16 şi 24 martie 1968 în pavilionul Camerei de Comerţ din Bucureşti.

Inginerii noştrii vor da relaţii prin informare directă sau prin conferinţe

Vă aşteptăm şi ne bucurăm de vizita Dv.

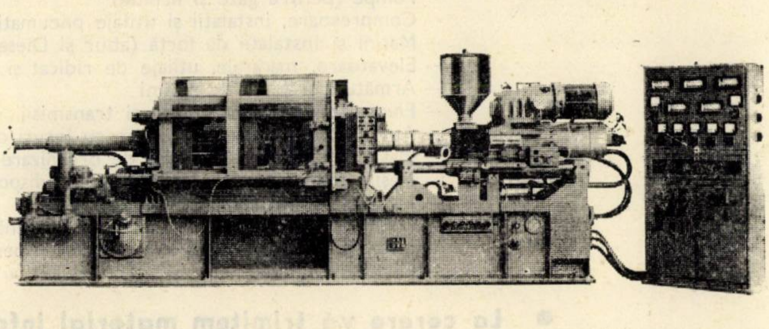


idrostat biconstant



OL-225 S

Maşinile de turnat sub presiune IDRA sînt prevăzute cu un dispozitiv de injectare cu trei faze, de construcţie ultramodernă. Noile dispozitive de scurgere rapidă cu alimentare prin piston, sistem IDROSTAT, fac posibilă obţinerea de viteze mărite de injecţie, realizate prin scurtarea spaţiului de accelerare. Cu ajutorul noului tip de regulator multiplicator IDRA-BIOCONSTANT se menţine constantă presiunea şi durata de creştere respectivă, independent de puterea presei sau de viteza pistonului.



MP 18-S 240

Publidra 340/68

SEDIUL PRINCIPAL ŞI UZINA BRESCIA (ITALIA) - VIA TRIUMPLINA 13. - TEL. (030) 303.661. - TELEX● 30.034
ADRESA TELEGRAFICĂ: IDRA BRESCIA

Sucursale :

R. F. G.	**IDRA—PRESSEN**	GmbH Stuttgart-N Azenbergstrasse 31 - Tel. 223451/52 - Telex 0722769
FRANŢA	**IDRA FRANCE**	29, Rue d'Artois Paris - (8^e) - Tel. 225-45-24/25/26/57 - Telex 28546
ANGLIA	**IDRA LIMITED**	Eagle House, Wimbledon High Street, London, S. W. 19. Tel. 01-976 8551

BAO

BAO vă oferă, pe baza unei experienţe de 17 ani în domeniul promovării comerţului, un serviciu gratuit şi multilateral

- **Relaţii**

cu 2 000 de întreprinderi mari industriale şi de export din Berlinul Occidental.

- **Informaţii în legătură cu firma furnizoare**

Vă informăm despre producţia din Berlinul Occidental, vă comunicăm adresele unor firme din Berlinul Occidental sau transmitem dorinţele dumneavoastră firmelor producătoare respective care vor lua, pe această bază, contact direct cu dumneavoastră.

- **Date tehnice**

Întreprinderile producătoare din Berlinul Occidental împletesc rezultatele cercetării ştiinţifice cu o experienţă practică valoroasă în vederea aplicării lor în tehnică.
Ca urmare cererii de informaţii în legătură cu cele mai noi standarde tehnice, se vor primi răspunsuri din partea unităţilor producătoare, în mod gratuit, prin serviciile noastre de intermediere.

- **Raţionalizarea şi ridicarea productivităţii**

În Berlinul Occidental îşi au sediul numeroase întreprinderi producătoare de instalaţii, utilaje şi agregate moderne. În industria producătoare ele formează baza îmbunătăţirii tehnologice şi a raţionalizării programului de fabricaţie.
Prin aplicarea lor se creează baza pentru ridicarea productivităţii, pentru realizarea de economii de materiale şi pentru reducerea preţului de cost.
BAO oferă gratuit informaţii referitoare la posibilităţile de comandă.

- **Programul de fabricaţie**

Programul de fabricaţie al industriei din Berlinul Occidental este atît de multiplu încît el nu poate fi prezentat aici decît sumar :

— Maşini pentru prelucrarea metalelor fără şi prin aşchiere
— Scule de maşini, unelte de precizie şi din metal dur
— Scule cu diamant
— Maşini pentru prelucrarea şi industrializarea lemnului
— Maşini şi instalaţii pentru industria chimică, farmaceutică şi pentru ramurile înrudite
— Maşini pentru industria electrotehnică
— Maşini pentru suflat sticlă
— Maşini pentru curăţat şi etichetat sticle
— Maşini de sticlărie, pentru materiale ceramice sau plastice
— Maşini pentru industria alimentară, de delicatese şi băuturi
— Instalaţii pentru abatoare şi pentru prepararea peştelui
— Maşini tipografice şi poligrafice
— Maşini auxiliare pentru tipografie şi materialele necesare
— Maşini pentru fabricarea şi prelucrarea hîrtiei
— Maşini textile
— Maşini auxiliare pentru industria de confecţii
— Maşini pentru construcţii şi întreţinerea drumurilor
— Instalaţii de ventilaţie, uscare, aer condiţionat şi frigorifice
— Instalaţii pentru epurarea apei
— Pompe (pentru gaze şi lichide)
— Compresoare, instalaţii şi utilaje pneumatice
— Maşini şi instalaţii de forţă (abur şi Diesel)
— Elevatoare, macarale, utilaje de ridicat şi de transportat
— Armături şi piese de maşini
— Elemente pentru angrenaje şi transmisii
— Automate pentru mărfuri, pentru jocuri distractive şi automate de putere
— Maşini de birou şi mijloace de organizare
— Maşini pentru prelucrarea datelor şi dispozitive pentru cartele perforate
— Instalaţii şi instrumente de verificare
— Utilaje pentru sudarea şi tăierea autogenă sau electrică
— Instalaţii de pulverizat pentru vopsit şi pentru acoperirea metalelor
— Cuptoare industriale

- **La cerere vă trimitem material informativ gratuit**

O privire de ansamblu asupra progresului industrial din Berlinul Occidental, necesară planului dv. de investiţii, vă oferă noul catalog al firmelor furnizoare ,,West-Berliner Lieferanten bieten an". Acest catalog, de 100 pag., cu numeroase ilustraţii şi o listă pentru fiecare sector în parte, îl veţi primi la cerere în mod gratuit.

BAO

BERLINER ABSATZ-ORGANISATION
1 Berlin 12, Hardenbergstrasse 16/18 Telefon 31 07 21
Telex 0183663

Országos Műszaki Könyvtár és Dokumentációs Központ 1883

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

MARCA UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43

E 30779

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 4 • APRILIE 1968

CH
716

UZINA GRIVIȚA ROȘIE WERKE

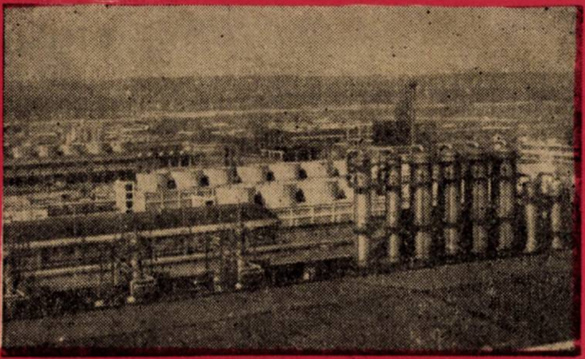
GRIRO
ROMANIA
BUCUREȘTI

Construiește instalații de:

- ACID SULFURIC
- ACID FOSFORIC
- AMONIAC
- UREE
- NEGRU DE FUM
- SODĂ CAUSTICĂ
- ÎNGRĂȘĂMINTE COMPLEXE
- ACID AZOTIC
- PIROLIZĂ etc.

Baut Anlagen für:

- SCHWEFELSÄURE
- PHOSPHORSÄURE
- AMMONIAK
- HARNSTOFF
- RUSS
- ÄTZNATRON
- COMPLEXE DÜNGERMITTEL
- SALPETERSÄURE
- PYROLYSE u. a.

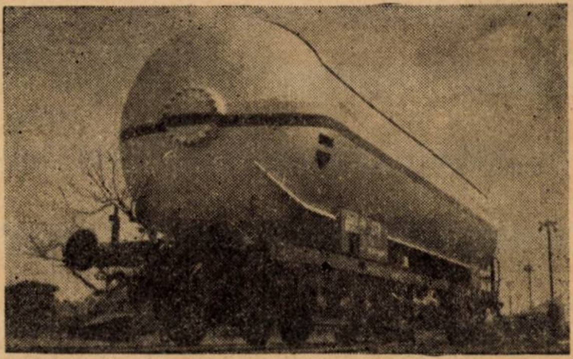


Instalații de rafinării

Xilen
Instalații de distilare atmosferică
Instalații de cracare catalitică

Raffinerieanlagen

Xylen
Atmosphärische Distillation
Katalytische Krackanlagen



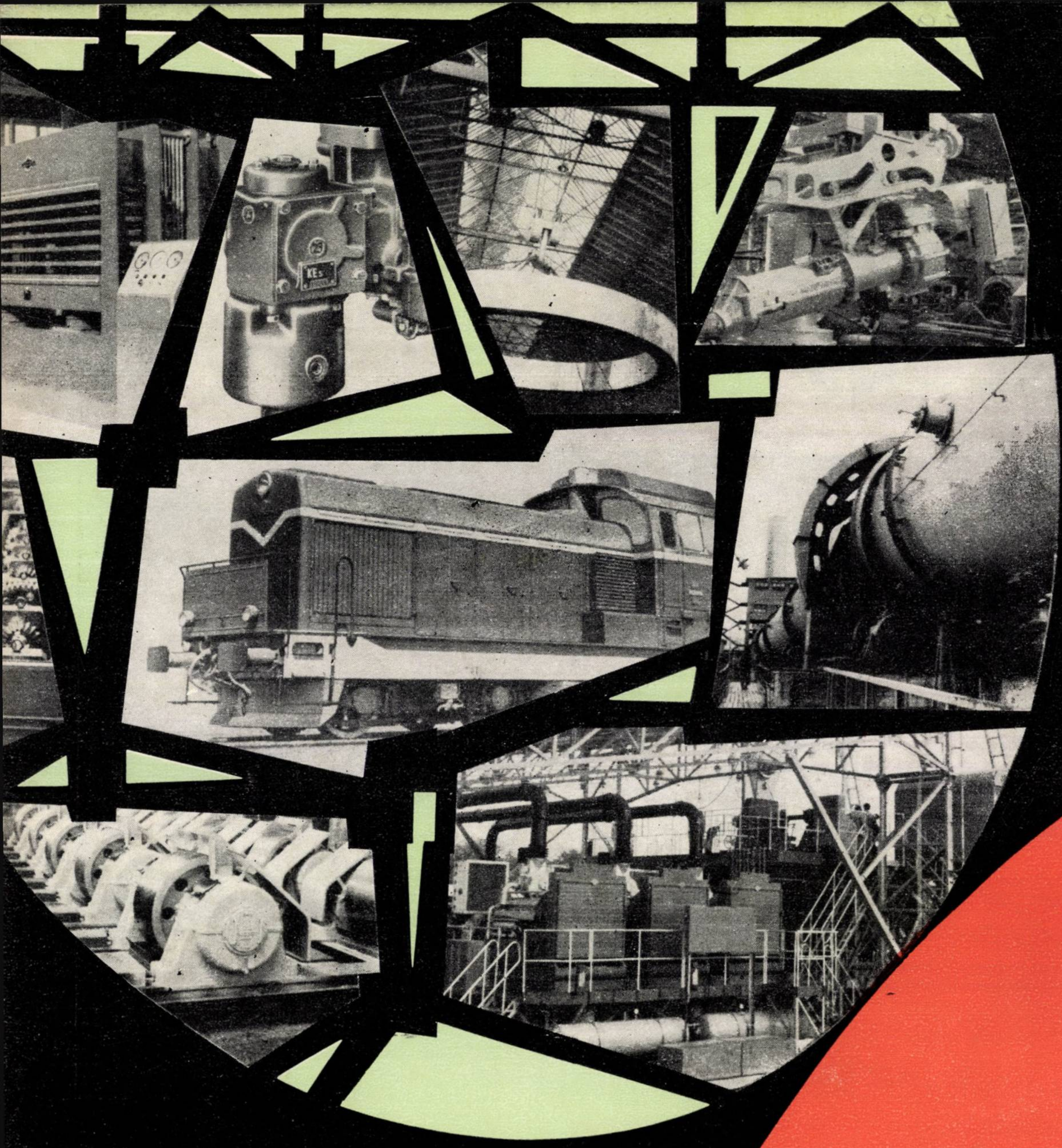
Vagoane cisternă de 46,6 m³, 60 m³ și 90 m³, cazane de abur tip C.T.F. și L.K. Diverse utilaje pentru industria chimică și petrochimică, în cooperare cu alte întreprinderi

Kesselwagen von 46,6 m³, 60 m³, 90 m³. Dampfkessel. Typ C.T.F. und L.K. Verschiedene Ausrüstungen für die chemische und petrochemische Industrie, in Zusammenarbeit mit anderen Firmen

E3279

SR
BRAȘOV

Uzina de
AUTOCAMIOANE
Brașov
Strada Poienilor Nr. 5 - tel. 20220



UZINA 23 AUGUST

BUCUREȘTI - BD. MUNCII 256 - SECTORUL 3 - TELEFON 216030

executā
și
livreazā

- Locomotive Diesel mecanice de 120 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP și de 450 CP, ecartament normal și îngust
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP și de 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP și cu 12 cilindri, de 400—1200 CP
- Grupuri de foraj și pompare cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—20 at
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operațiuni tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t 24 h ; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnal de 1700 m^3 (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire etc)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5; 4; și 5 t/șarjă și cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid și oțel aliat de scule
- Piese turnate din oțel pînă la 15 t buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

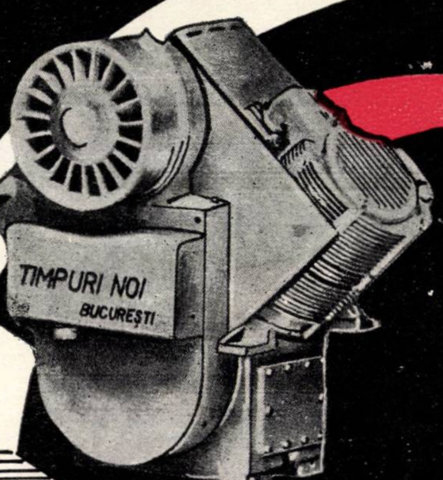
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCUREŞTI

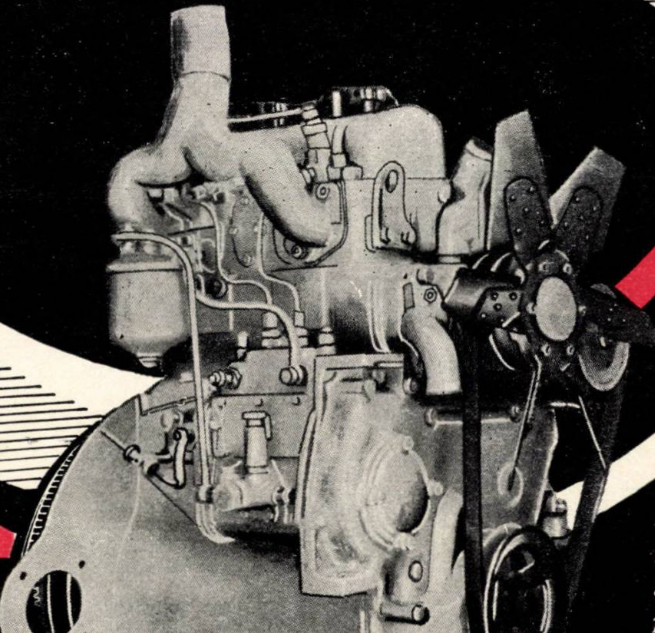
Execută şi livrează

în ţară şi străinătate:



Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- **Utilaje de construcţii**
- **Utilaje pentru agricultură**
- **Pompe de uz general şi speciale**
- **Generatoare de c. a. şi c. c.**
- **Motocare şi motoridicătoare**
- **Ambarcaţiuni**
- **Utilaje pentru silvicultură.**



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni 4 ÷ 14 kgf/cm^2 pentru:

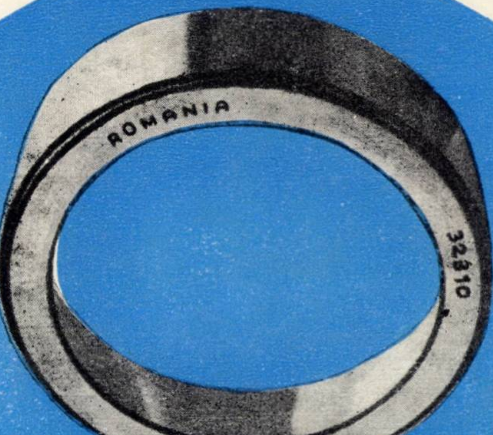
- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

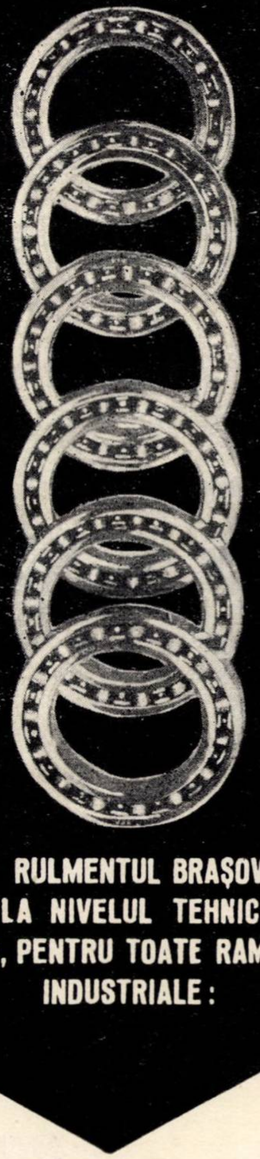
Pentru rezolvarea problemelor dvs. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston

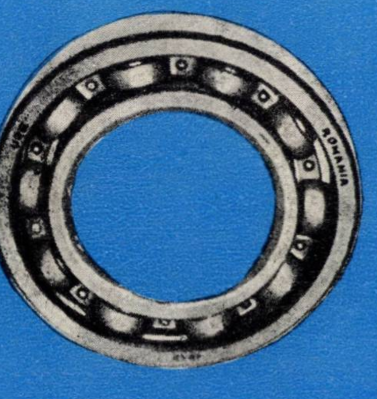
CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

UZINA
rulmentul
BRASOV

URB







UZINA RULMENTUL BRAŞOV PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE, PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE:

- Rulmenţi radiali cu bile
- Rulmenţi cu role conice
- Rulmenţi cu ace
- Rulmenţi cu ace pentru cardan
- Rulmenţi cu role cilindrice pe două rinduri
- Bile
- Role ace
- Semicuzineţi palier
- Semicuzineţi bielă
- Inele axiale
- Bucşele arborelui cu camă

Str. 13 Decembrie nr. 96 — telefon 2.06.41 — telex 012245

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

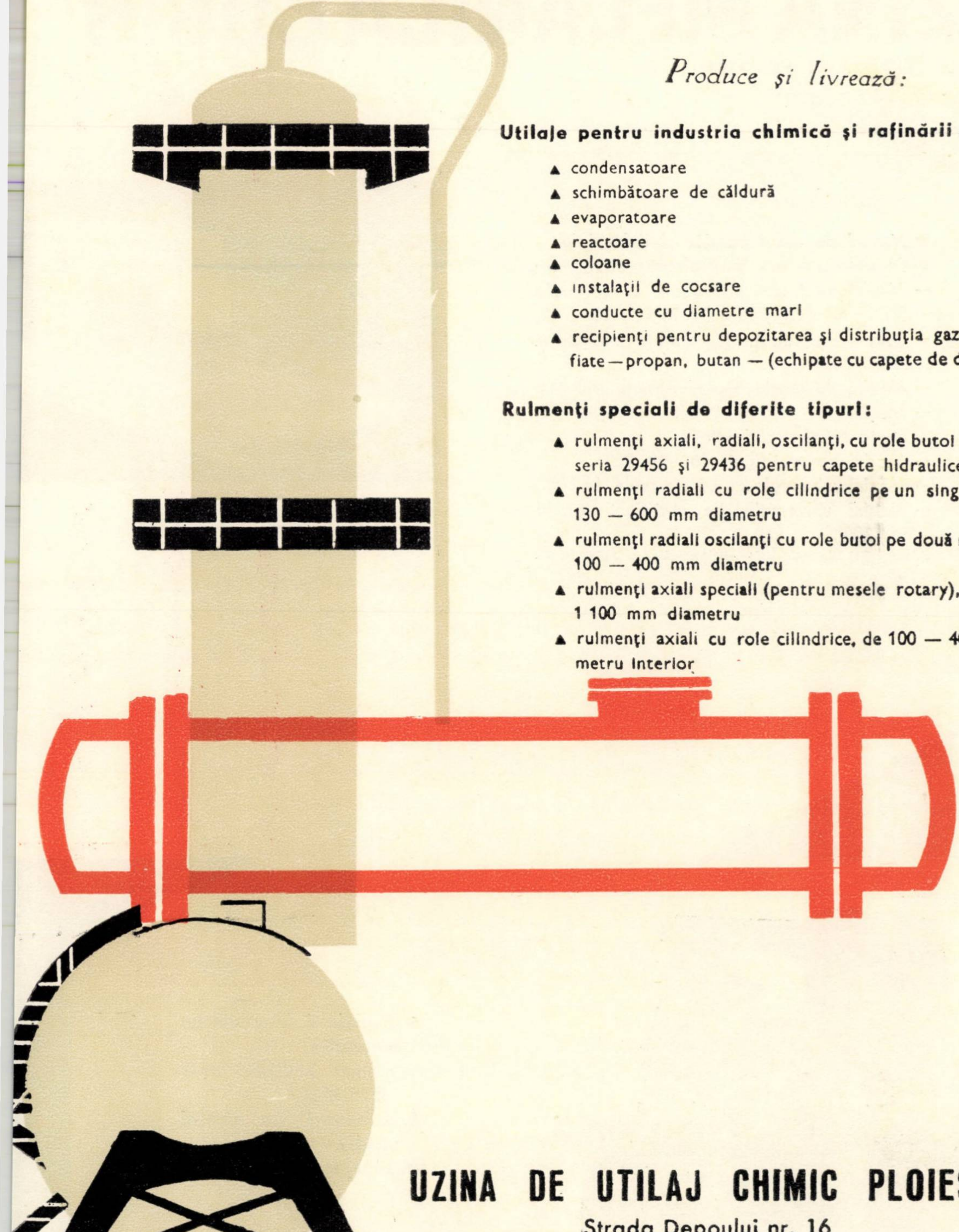
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F R B
MADE IN RUMANIA

UZUC



Produce și livrează:

Utilaje pentru industria chimică și rafinării:

- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- evaporatoare
- reactoare
- coloane
- instalații de cocsare
- conducte cu diametre mari
- recipienți pentru depozitarea și distribuția gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuție)

Rulmenți speciali de diferite tipuri:

- rulmenți axiali, radiali, oscilanți, cu role butoi asimetrice, seria 29456 și 29436 pentru capete hidraulice
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

Strada Depoului nr. 16

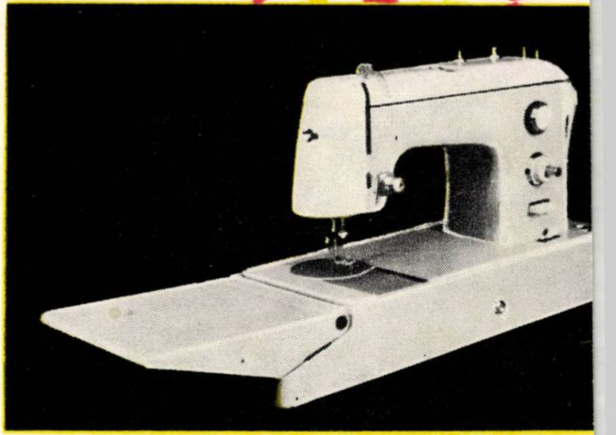
Telefon: 10100

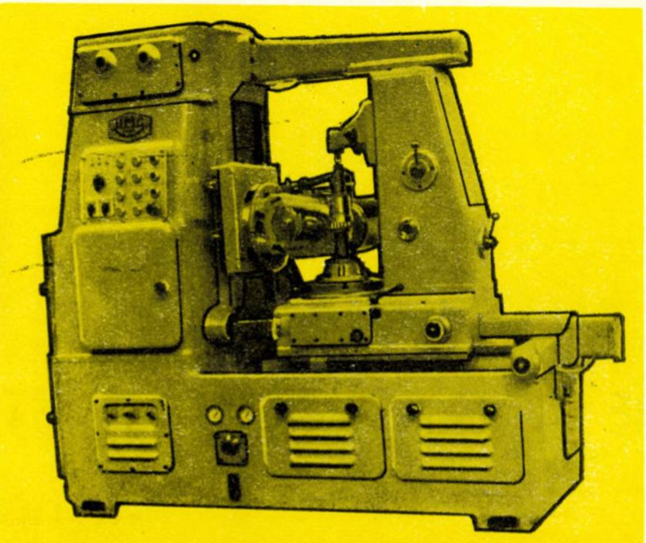
Telex: 2.22.74

UZINA MECANICĂ CUGIR

produce:

- Maşini de cusut casnice şi industriale
- Maşini-unelte pentru aşchierea metalelor:
  - Maşini de frezat universale şi verticale FU 1; FU 320 (400); FV 1; FV 320 (400)
  - Maşini de frezat roţi dinţate FD 320 A si FD 500
  - Maşini de mortezat roţi dinţate MD 500
  - Maşini de rectificat interior RI 80 (licenţa NOVARESE – Italia)
  - Maşini de rectificat plan RP 250
  - Maşini universale de ascuţit scule UAS 200
  - Maşini universale de rectificat rotund RU 200
  - Maşini de ascuţit cuţite plane ACP 13,5; ACP 28.





- Cuplaje şi frîne electromagnetice (licenţa BINDER - MAGNETE RFG)
- Accesorii de maşini-unelte
- Ridicătoare hidraulice

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, APRILIE 1968, Nr. 4

CUPRINS

BĂȚAGA, N. : **Evaluarea solicitării termice a motoarelor cu ardere internă.** 202

OLARIU, V. : **Forțele care solicită suspensia cu arcuri semieliptice progresive a autocamionului.** 209

ALBU, A., PETRICEANU, GH., PAY, E. și ABRUDAN, G. : **Proiectarea rațională a mașinilor-unelte agregat cu posibilitate rapidă de reglare pentru aplicarea tehnologiei de grup.** 219

CÂRDU, M. : **Contribuții la problema pretensionării discurilor turbinelor cu abur.** 224

ARON, GH. : **Aplicarea tehnologiei de grup la uzina „Hidromecanica" — Brașov.** 232

VĂTĂȘAN, O. : **Considerații asupra sistemelor actuale de toleranțe și ajustaje.** 236

ONIGA, C. și MĂRĂCINESCU, E. : **Prelucrarea spiralelor interioare prin broșare.** 241

CRISTEA, V. : **O nouă recomandare pentru calculul transmisiilor prin lanț utilizate la utilajul petrolier.** 244

BREVETE 249

DOCUMENTARE 251

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili : prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE

Membri : ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor : ing. ELIZA PETRESCU.

S U M A R

CZ 621.43.018.3

Băţaga, N. : **Evaluarea solicitării termice a motoarelor cu ardere internă**

Se evidenţiază o metodă de estimare a solicitărilor termice instantanee şi medii pentru piesele delimitînd camera de ardere a motorului cu ardere internă.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 202–208

CZ 629.114.4.012.85

Olariu, V. : **Forţele care solicită suspensia cu arcuri semieliptice progresive a autocamionului**

Se prezintă o metodă de determinare completă a forţelor şi momentelor care solicită suspesia cu arcuri semieliptice a autocamionului.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 209–218

CZ 621.9–883 : 6.001.13

Albu, A., Petriceanu, Gh., Pay, E. şi *Abrudan, G.* : **Proiectarea raţională a maşinilor-unelte agregat cu posibilitatea rapidă de reglare pentru aplicarea tehnologiei de grup**

Se propune proiectarea de maşini-unelte agregat pentru aplicarea tehnologiei de grup la loturile de piese apropiate ca formă şi dimensiuni.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 219–224

CZ 621.165

Cârdu, M. : **Contribuţii la problema pretensionării discurilor turbinelor cu abur**

Se analizează aspectele principale ale operaţiei de pretensionare a discurilor turbinelor cu abur, evidenţiindu-se rezultatele aplicării procedeului la „Uzina de construcţii de maşini—Reşiţa".

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 224–232

CZ 621.9 : 338.062.172

Aron, Gh. : **Aplicarea tehnologiei de grup la uzina „Hidromecanica" — Braşov.**

Se prezintă metodica aplicării tehnologiei de grup la un grup de repere similare în cadrul fabricaţiei la uzina „Hidromecanica" — Braşov.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 232–236

CZ 621.753.1/2

Vătăşan, O. : **Consideraţii asupra sistemelor actuale de toleranţe şi ajustaje**

Se analizează principiile de bază ale actualelor sisteme de toleranţe şi ajustaje propunîndu-se unele îmbunătăţiri.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 236–240

CZ 621.919.2–428

Oniga, C. şi *Mărăcinescu, E.* : **Prelucrarea spiralelor interioare prin broşare**

Se propune prelucrarea spiralelor interioare prin broşare utilizînd o sculă de broşat pentru o singură trecere.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 241–243

CZ 621.855 : 622.24.05 : 622.323

Cristea, V. : **O nouă recomandare pentru calculul transmisiilor prin lanţ utilizate la utilajul petrolier**

Se prezintă o serie de consideraţii în legătură cu recomandările privind calculul lanţurilor cu role utilizate la utilajul petrolier.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 244–249

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando nr. 2, raion 30 Decembrie. Telefon : redactor şef 14.63.86; secretar general de redacţie 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala Sector 1 Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23 — 25, c. 5038.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.43.018.3

Бэцага, Н.: **Оценка тепловой нагрузки двигателей внутреннего сгорания.**

Описывается метод исчисления моментных и средних тепловых нагрузок деталей, разграничивающих камеру сгорания двигателя внутреннего сгорания.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, стр. 202–208

ДК 629.114.4.012.85

Олариу, В.: **Прогрессивные воздействующие усилия на полуэллиптическую пружинную подвеску.**

Описан метод определения усилий и моментов, воздействующих на полуэллиптическую пружинную подвеску грузовой автомашины.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, стр. 209–218

ДК 621.9–883 :6.001.13

Албу, А., Петричану, Г., Пай, Е. и *Абрудан Г.:* **Рациональное проектирование агрегатных станков с возможностью быстрого регулирования в целях применения групповой технологии.**

В работе предлагается проектирование агрегатных станков в целях применения групповой технологии близлежащих деталей по форме и размеру.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, стр. 219–224

ДК 621.165

Кырду, М.: **К вопросу о предварительных напряжениях дисков паровых турбин.**

Анализируются главные аспекты операций по предварительному напряжению дисков паровых турбин и показаны результаты применяемых методов на ,,Машиностроительном заводе'' — Рещица.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr.4, стр. 224–232

ДК 621.9 : 338.062.172

Арон, Г.: **Применение групповой технологии на заводе ,,Гидромеханика'' — Брашов.**

Описан метод применения групповой технологии на группу сходных реперов в производственных рамках на заводе ,,Гидромеханика'' — Брашов.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, стр. 232–236

ДК 621.753.1/2

Вэтэшан, О.: **К вопросу о современных системах допусков и юстировок.**

Анализируются основные принципы современных систем допусков и юстировок и предлагаются некоторые улучшения.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, стр. 236–240

ДК 621.919.2–428

Онига, К. и *Мэрэчинеску, Е.:* **Переработка внутренних спиралей посредством протяжки.**

Предлагается обработка внутренних спиралей посредством протяжки, используя для этого однопереходный протяжный инструмент.

Construcţia de Maşini 20 (1968) nr, 4. стр. 241–243

ДК 621.855 :622.24.05 : 622.323

Кристя. В.: **Новая рекомендация для расчета цепных передач, используемых на промысловом нефтяном оборудовании.**

Показан ряд вопросов в связи с рекомендациями относительно расчета роликовых цепей, используемых на промысловом нефтяном оборудовании.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, стр. 244–249

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.43.018.3

Băţaga, N. : **Bewertung der Wärmebeanspruchung der Verbrennungs-motoren.**

Es wird ein Bewertungsverfahren für die momentanen und durchschnittlichen Wärmebelastungen der Bestandteile der Verbrennungskammer des Verbrennungsmotors dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.4, S. 202–208

DK 629.114.4.012.85

Olariu, V. : **Kräfte, die die LKW-Aufhängung mit halbelliptischen Federn zunehmend belasten.**

Es wird ein Verfahren zur vollkommenen Bestimmung der Kräfte und Momente dargelegt, die die LKW-Aufhängung mit halbelliptischen Federn beanspruchen.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.4, S. 209–218

DK 621.9–883 :6.001.13

Albu, A., Petriceanu, Gh., Pay, E. und *Abrudan, G.* : **Rationeller Entwurf der Aggregat-Werkzeugmaschinen mit raschen Einstellmöglichkeiten für die Anwendung der Gruppentechnologie.**

Es wird der Entwurf von Aggregat-Werkzeugmaschinen für die Einführung der Gruppentechnologie bei Werkstücken mit ähnlichen Formen und Abmessungen vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H.4, S. 219–224

DK 621.165

Cârdu, M. : **Beiträge zum Problem des Vorspannens der Dampfturbinenscheiben.**

Der Verfasser analysiert die Hauptaspekte des Vorspannablaufs der Scheiben für Dampfturbinen und führt die Ergebnisse an, die durch die Anwendung dieses Verfahrens im Maschinenbaubetrieb in Reşiţa erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.4, S. 224–232

DK 621.9. :338.062.172

Aron, Gh. : **Anwendung der Gruppentechnologie im Werk ,,Hidromecanica'' — Braşov.**

Der Verfasser beschreibt die Art und Weise, wie die Gruppentechnologie bei eine Reihe von gleichartigen Werkstücken im Rahmen des Fertigungsprozesses im Werk ,,Hidromecanica'' in Braşov angewandt wird.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.4.S. 232–236

DK 621.7.53.1/2.

Vătăşan, O. : **Betrachtungen zu den gegenwärtigen Systemen der Toleranzen und Adjustierungen.**

Es werden die Hauptprinzipien der gegenwärtigen Toleranz-und Adjustierungssysteme analysiert und einige Verbesserungen vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H.4, S. 236–240

DK 621.919.2–428

Oniga, C. und *Mărăcinescu, E.* : **Bearbeitung der Innenspiralen durch Räumen.**

Die Verfasser unterbreiten den Vorschlag, die Innenspiralen durch Räumen mit Hilfe einer Räumnadel mit einem einzigen Durchzug zu bearbeiten.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.4,S. 241–243

DK 621.855 :622.24.05 :622.323

Cristea, V. : **Eine neue Empfehlung für die Berechnung der Kettenantriebe für Erdölausrüstungen.**

Es werden eine Reihe von Betrachtungen im Zusammenhang mit den Empfehlungen für die Berechnung der Rollenketten dargelegt, die bei Erdölausrüstungen Verwendung finden.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 4, S. 244–249

CONTENTS

DC 621.43.018.3

Bâţaga, N. : **The estimation of the thermic stress in the internal combustion engines.**

The author presents a method estimating the instantaneous and medium thermic stresses in the parts delimiting the combustion chamber of internal combustion engines.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 202–208

DC 629.114.4.012.85

Olariu, V. : **The forces straining the suspension with progressive semi-elliptic springs of the truck.**

A method for the complete determination of the forces and moments stressing the semi-elliptic spring suspension of trucks is described.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 209–218

DC 621.9.–883 : 6.001.13

Albu, A., Petriceanu, Gh., Pay, E. and *Abrudan, G.* : **The rational designing of the assembled machine-tools permitting a rapid adjustment for the application of the group technology.**

The designing of an assembled machine-tools is suggested for applying the group technology to the lots of engine parts with similar forms and dimensions.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 219–224

DC 621.165

Cârdu, M. : **Contributions to the problem of the prestressing of the plates in steam-turbines.**

The main aspects of the prestressing operation of the plates of steam-turbines are analysed and the results of the application of this process at the Reşiţa Machine-Building Works are also pointed out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 224–232

DC 621.9 : 338.062.172

Aron, Gh. : **The application of the technology at the „Hidromecanica" Works in Braşov.**

The way of applying the group technology to a group of similar components as practised at the Braşov „Hidromecanica" Works is described.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 232–236

DC 621.753.1/2

Vătăşan, O. : **Some considerations concerning the presently used tolerance and fit systems.**

The basic principles of the present tolerance and fit systems are analysed and some improvements, suggested.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 236–240

DC 621.919.2–428

Oniga, C. and *Mărăcinescu, E.* : **The working of internal spirals by broaching.**

The working of internal spirals by broaching with a tool for a single pass is suggested.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 241–243

DC 621.855 ;622.24.05 : 622.323

Cristea, V. : **A new suggestion for the calculus of the chain transmissions used in the oil equipment.**

Some suggestions concerning the calculus of the roller chains used in the oil equipment are made.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 4, p. 244–249

SOMMAIRE

CD 621.43.018.3

Bâţaga, N. : **L' évaluation de la sollicitation thermique des moteurs à combustion interne.**

On présente une méthode d'estimation des sollicitations thermiques instantanées et moyennes pour les pièces qui délimitent la chambre de combustion du moteur à combustion interne.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 4, p. 202–208

CD 629.114.4.012.85

Olariu, V. : **Les efforts qui sollicitent la suspension à ressorts demi-elliptiques progressifs du camion-automobile.**

L'auteur présente une méthode de détermination complète des efforts et des moments qui sollicitent la suspension à ressorts demi-elliptiques du camion-automobile.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 4, p. 209–218

CD 621.9–883 : 6.001.13

Albu, A., Petriceanu, Gh., Pay, E. et *Abrudan, G.* : **L'établissement rationnel du projet des machines-outils agrégats avec possibilité rapide de réglage pour l'application de la technologie de groupe.**

On propose un établissement du projet des machines-outils agrégats qui tienne compte de l'application de la technologie de groupe pour les pièces ressemblantes par la forme et les dimensions.

Construcţia de Maşini 20(1968), no. 4, p. 219–224

CD 621.165

Cârdu, M. : **Contributions au problème de la précontrainte des disques des turbines à vapeur.**

On examine les aspects principaux de la précontrainte des disques des turbines à vapeur et on décrit les résultats qui furent obtenus, en appliquant ce procédé, à l'„Usine de construction de machines" de Reşiţa.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 4, p. 224–232

CD 621.9 : 338.062.172

Aron, Gh. : **L'application de la technologie de groupe à l'usine „Hidromecanica" de Braşov.**

L'auteur décrit l'application de la technologie de groupe pour un groupe de repères similaires, à l'usine „Hidromecanica" de Braşov.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 4. p. 232–236

CD 621.753.1/2

Vătăşan, O. : **Considérations sur les systèmes actuels de tolérances et d'ajustements.**

On analyse les principes fondamentaux des systèmes actuels de tolérances et d'ajustements, et on suggère des améliorations.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 4, p. 236–240

CD 621.919.2–428

Oniga, C. et *Mărăcinescu, E.* : **L'usinage des spirales intérieures par brochage.**

On propose l'usinage des spirales intérieures par brochage ; à cet effet on emploie une broche pour une seule passe.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 4, p. 241–243

CD 621.855 :622.24.05 :622.323

Cristea, V. : **Une nouvelle recommandation concernant le calcul des transmissions par chaîne pour l'outillage pétrolier.**

Il s'agit d'une série de considérations sur les recommandations concernant le calcul des chaînes à fuseaux qui servent dans les installations pétrolières.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 4, p. 244–249

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

Revista
CONSTRUCŢIA
DE MAŞINI
XX

Cîteva scrisori sosite recent la redacţie conţin aprecieri, în general favorabile, la adresa strădaniilor colaboratorului nostru care caută, în această rubrică, să limpezească — pentru el şi pentru alţii — unele din preocupările noastre, ale inginerilor mecanici, cu un caracter ceva mai general.

Printre altele, în aceste scrisori sînt exprimate unele întrebări în legătură cu estetica în ingineria mecanică şi cu modul în care trebuie privite zgomotele în meseria noastră. Am transmis aceste sugestii colaboratorului nostru.

Rezultatul în cele ce urmează.

Redacţia

Estetică şi zgomote? Probabil separat.

Trăim — se pare — într-o lume a sunetelor. Unele sînt plăcute, altele ne pot fi nocive. Chiar cele pe care nu le auzim ne influenţează.

Pe multe — sau poate chiar pe cele mai multe — le produc rezultatele activităţii noastre profesionale. Prin urmare inginerul mecanic este strîns legat de zgomote.

Dar de frumuseţe ?

★ ★ ★

Valoarea reală a oricărei construcţii tehnice se întemeiază pe aplicarea economică a cunoştinţelor tehnologice. Realizarea acestei formule consumă, de cele mai multe ori, întreaga atenţie a proiectantului, astfel încît modul în care produsul răspunde şi la alte condiţii rămîne cam la voia întîmplării.

Desigur, în primul rînd produsul trebuie să corespundă scopului pentru care a fost creat — deci să aibă performanţele şi calităţile necesare utilizării.

În al doilea rînd — şi de asemenea foarte important — produsul trebuie să ţină seamă de principiul realizării sale cu cele mai mici cheltuieli posibile, prin mijloace disponibile.

În al treilea rînd se pune condiţia ergonomică : produsul trebuie să corespundă celor mai bune relaţii om-maşină.

În al patrulea rînd apare condiţia estetică : se poate ca produsul să producă un efect emotiv — de multe ori chiar obligatoriu — în care caz este necesar ca acest efect să fie apreciat drept plăcut.

Atît de importantă a devenit preocuparea asupra esteticii în tehnică încît s-a căutat ca aceasta să fie introdusă chiar în definirea proiectării. Unele recomandări sînt formulate după cum urmează :

„Proiectarea unui produs trebuie să cuprindă preocupările estetice şi ergonomice în legătură cu acesta".

„Proiectarea trebuie să fie rezultatul activităţii unei echipe care să cuprindă toate elementele de bază : tehnice, economice, ergonomice şi estetice".

Mulţi dintre noi, proiectanţi de maşini, nu am acordat de loc sau mult prea puţină atenţie aparenţei produsului pe care l-am proiectat. Am considerat — probabil chiar inconştient — că dacă am proiectat produsul în concordanţă cu principiile tehnicii, atunci el va da satisfacţie şi din punct de vedere estetic. Adică : dacă-i bun, arată şi bine.

Dar invers ? Dacă arată bine, este şi bun ? Recunosc că, mai ales acest invers este adevărat în cazurile în care forma exterioară determină în cea mai mare măsură performanţele produsului (cum ar fi avionul).

Dacă acuma mi-aţi cere să încerc o definire a esteticii pentru construcţia de maşini — aşi fi în încurcătură. Ca proiectant de maşini, îmi vine să spun : e frumos ce-mi place mie. Dar simt că nu este prea bine. Cu toate că efectul emotiv care produce senzaţia de frumos are probabil un mecanism foarte complex şi în mare măsură legat de capacitatea fiecărui individ în parte de a reacţiona — poate chiar şi de nivelul său de cultură şi de bunul său gust înnăscut — cu toate acestea, după părerea *mea se pot schiţa cîteva trăsături care contribuie la producerea senzaţiei estetice.*

În primul rînd, ordinea : *chiar prin simpla inspecţie vizuală a produsului trebuie să se poată evidenţia o relaţie ordonată între toate componentele produsului.*

În al doilea rînd, unitatea : *produsul trebuie să apară complet, fără lipsuri, ca şi fără elemente evident suplimentare şi necesare.*

În al treilea rînd, varietatea : *unitar şi ordonat, totuşi produsul nu trebuie să lase impresia de monoton.*

În al patrulea rînd, armonia : *produsul trebuie să se integreze armonios în mediul în care este plasat (în environment-ul său).*

Trebuie totuşi să recunoaştem că este greu să calculezi estetica încorporată într-un produs. Chiar dacă toţi sîntem de acord că unitatea şi armonia creează calitatea estetică, nu poţi socoti cît din aceste condiţii sînt cuprinse într-un produs şi dacă situaţia este satisfăcătoare sau nu. Probabil că esenţa reacţiei estetice rămîne în continuare caracterul său spontan.

Experienţa şi cultura personală a proiectantului asigură pînă la urmă, în cea mai mare măsură, reuşita estetică a produsului.

Capotajele şi culorile sînt două elemente pe care le folosim des pentru realizarea practică a frumosului în construcţia de maşini, dar structura de ansamblu, forma exterioară a fiecărui detaliu component, poziţionarea comenzilor rămîn factori principali asupra cărora trebuie acţionat chiar de la proiectare. Adevăruri vechi, de cînd lumea. A devenit banal, dar mereu suficient să-l cităm pe Leonardo da Vinci pentru a ilustra legăturile dintre artă şi tehnică.

Legăturile sînt biunivoce.

Vizitînd galerii celebre de pictură ai ocazia să descoperi creaţii ca de pildă spărgătorul de piatră de J. Epstein evident influenţat de un perforator pneumatic — sau arborele cotit al lui F. E. Mc William.

Presa ne-a înlesnit să aflăm cîte ceva din metodele de lucru ale marelui nostru Brîncuşi. Pînă la urmă vezi că proiectantul şi constructorul au multe de învăţat din metodele şi principiile creatoare ale lui Brîncuşi.

★

Atunci : cel mai important lucru este ca produsul pe care-l proiectăm şi construim să funcţioneze, este foarte important şi ca el să fie uşor realizat; de asemenea este o obligaţie ca el să corespundă cerinţelor ergonomice şi este de dorit ca produsul să asigure şi o calitate estetică.

Acest înlocuitor de concluzie mă face să-mi amintesc că acum cîţiva ani în urmă mi-am schimbat briciul cu o maşină electrică de bărbierit. Mecanic, electric şi ergonomic — şi chiar estetic — maşina pe care o folosesc este excepţional proiectată şi construită. Şi ceea ce este mai mult şi mă interesează în primul rînd — chiar tunde barba.

★ ★ ★

Un zgomot de 90 dB provoacă o mărire a suprafeţei pupilei ochiului cu 38,5%. Aceasta antrenează schimbarea acomodării şi convergenţei. Zgomotul a provocat o modificare a organismului în sensul majorării tensiunii, acţionînd nu numai asupra circuitului exterior, ci şi asupra unor funcţiuni organice.

La 140 dB zgomotul produce durere.

Într-o conversaţie obişnuită, nivelul zgomotului este de 60 dB, iar într-un parc liniştit — de 20 dB.

Maşinile pe care le proiectăm, sau fluidele pe care le cuprind, vibrează — ceea ce produce zgomotul şi pe de altă parte oboseala structurii maşinii însăşi.

Probabil din cauză că energia pierdută prin vibraţii nu depăşeşte, în general, 1% — cînd proiectăm nu ne preocupă reducerea zgomotului produs. Nici nu este de loc uşor să realizezi o construcţie cu nivel scăzut de zgomote şi atunci toată munca suplimentară de concepţie pentru a reduce vibraţiile la sursa lor pare nerentabilă.

Pe de altă parte, aproape întreg progresul tehnic este legat de creşterea vitezelor funcţionale — cea mai sigură metodă pentru intensificarea zgomotelor.

Ce-i de făcut ?

În fond, o maşină care vibrează produce zgomote ca un difuzor, ceea ce ne permite să calculăm sunetul emis din amplitudinea vibraţiei. De multe ori vibraţia maşinii este foarte complexă şi zgomotele provin de la vibraţia platformei de beton de sub maşină sau de la un perete cu suprafaţă mare care se poate găsi la o distanţă destul de mare de maşină. În primul rînd trebuie stabilită natura exactă a vibraţiilor şi mai ales a celor ale structurilor care sînt mari în comparaţie cu lungimea de undă a sunetului, deoarece tocmai acestea radiază cel mai bine sunetele.

Maşinile care lucrează cu mişcări intermitente ar trebui înlocuite prin maşini cu mişcare continuă.

O altă regulă de mare însemnătate este înlocuirea mecanismelor cu mişcări alternative prin altele cu mişcări de rotaţie.

De multe ori este posibilă reducerea amplitudinilor prin creşterea rigidităţii structurii (nu totdeauna economia de metal este oportună la proiectare).

Trebuie să acordăm mai multă atenţie folosirii amortizoarelor de vibraţii şi dispozitivelor *antivibratorii. Şi mai ales să înlesnim plasarea acestora cît mai aproape de sursa de vibraţii.*

De mare importanţă este frînarea transmiterii vibraţiilor, devenită posibilă prin inserţii insonorizante care cuprind materiale viscoelastice.

Un mijloc de mare eficienţă rămîne în continuare montarea maşinilor pe izolatori de vibraţii pentru a evita intrarea în vibraţie a planşeelor.

În sfîrşit, dacă şocurile sînt componente funcţionale ale maşinii şi ca atare nu pot fi evitate, singura cale este aceea de a izola complet întreaga maşină.

Desigur că cele cîteva reguli de mai înainte nu epuizează nici pe departe măsurile care trebuie să ne preocupe în problema zgomotelor.

Mă mai gîndesc că şi metalurgiştii ar trebui să se preocupe de elaborarea unui metal cu proprietăţi corespunzătoare de rezistenţă, elasticitate, oboseală, dar şi antivibrante — şi în plus ieftin. Pînă acum — destul de curios — un astfel de metal apropiat calitativ acestor deziderate este numai fonta. Un coleg, de altă specialitate decît mine, îmi mărturisea acum cîtva timp în urmă necazurile întîmpinate suplimentar prin producerea de vibraţii la folosirea aliajelor de aluminiu, în loc de fontă, pentru bloc-carterele unor motoare Diesel rapide de mare putere.

Pentru toate maşinile-unelte, de mare importanţă este cunoaşterea surselor de vibraţii şi anihilarea lor, deoarece aceasta permite sporirea vitezelor de lucru — mijloc hotărîtor pentru creşterea productivităţii.

Sursele de zgomote emise la maşinile-unelte pot fi scula şi piesa de prelucrat. Uneori şi batiul.

Modificarea lungimii cuţitului — şi anume scurtarea sa — poate micşora intensitatea zgomotelor cu aproape 10 dB.

Zgomotele angrenajelor sînt produse mai ales de lipsa de echilibrare, de excentricitate, de dezaxare şi fireşte de uzură. Toate acestea pot fi evitate. Uneori — rareori — însă, proiectanţii introduc şi alte surse: la angrenajele mari, de exemplu, se prevede inima cît de subţire posibil, ceea ce reduce frecvenţa proprie pînă la o valoare mai uşor excitabilă, transformînd roata dinţată într-un fel de clopot. Ar trebui ca inima să aibă grosimea egală cu lungimea dintelui. Desigur, nu trebuie uitat ca frecvenţele proprii ale angrenajelor şi cutiei lor să nu coincidă pentru condiţiile normale de funcţionare.

* * *

Estetica şi zgomotele pot avea şi contingenţe. Capotajele de exemplu, pot izola sonic şi în acelaşi timp pot conferi maşinii o formă exterioară plăcută.

Compartimentarea structurală, sau prin panouri, poate şi ea răspunde ambelor cerinţe.

*

Muzica în timpul lucrului se pare că ar fi un stimulent.

Zgomotele nu.

Dar nici lipsa oricărui zgomot nu este tolerată. Uneori chiar, se impune sesizarea unor zgomote particulare pentru întreţinerea ritmului normal de lucru — toate aceste zgomote fiind, bineînţeles, sub limita dureroasă.

Ac.

Evaluarea solicitării termice a motoarelor cu ardere internă

Nicolae BĂȚAGA

O parte din cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului, în camera de ardere, se transformă în lucru mecanic util, iar o altă parte destul de importantă se transmite, pentru fiecare ciclu, prin piesele care mărginesc camera de ardere a motorului spre mediul de răcire.

Pentru determinarea căldurii Q transferate într-un timp τ, printr-o suprafață A a peretelui camerei de ardere, se utilizează o relație de forma :

$$Q = \alpha_{gp} A\,(T_g - T_{pi})\,\tau, \text{ kcal sau kJ}, \qquad (1)$$

în care :

α_{gp} este coeficientul de transmitere a căldurii de la gaze la pereții camerei de ardere, kcal/m²h grd, sau kJ/m²h grd ;

T_g — temperatura instantanee a gazelor arse, °K ;

T_{pi} — temperatura instantanee a peretelui camerei de ardere la suprafața de contact cu gazele arse, °K.

Dacă căldura transmisă se raportează la unitatea de suprafață și timp, se obține fluxul unitar de căldură (densitatea fluxului de căldură) :

$$q = \frac{Q}{A\,\tau} = \alpha_{gp}\,(T_g - T_{pi}), \text{ kcal/m}^2\text{h sau kJ/m}^2\text{h}, \qquad (2)$$

care se numește solicitarea (încărcarea) termică a suprafeței cercetate din camera de ardere a motorului.

Evaluarea solicitării termice impune deci cunoașterea mărimilor α_{gp}, T_g, T_{pi} și a factorilor care le influențează.

Pentru o serie de calcule practice este mai comod să se utilizeze solicitarea termică medie :

$$q_m = (\alpha_{gp})_m\,\Delta T_m, \qquad (3)$$

în care :

$(\alpha_{gp})_m$ este valoarea medie, pe ciclu, a coeficientului de transmitere a căldurii de la gaze la pereții camerei de ardere ;

ΔT_m — diferența medie de temperatură, dintre temperatura gazelor și peretelui cercetat, în raport cu timpul.

Coeficientul $(\alpha_{gp})_m$ se determină ca o valoare integrală medie a coeficientului α_{pg}, raportat la un ciclu de funcționare.

La determinarea diferenței medii de temperatură ΔT_m, se consideră că temperatura suprafeței cercetate a camerei de ardere T_{pi} este constantă și egală cu valoarea ei medie în timp T_{pim} (se neglijează oscilațiile de temperatură). Utilizarea unei temperaturi medii integrale și pentru gaze ar constitui o eroare, deoarece atît α_{gp}, cît și ΔT_m sînt funcție de temperatura gazelor. În acest caz pentru gaze se utilizează o temperatură medie rezultantă T_{grez}.

În acest sens se consideră că pentru regimul de lucru dat al motorului, solicitarea termică medie pentru un interval de timp τ_0 se exprimă cu relația :

$$q_m = \frac{1}{\tau_0}\int_0^{\tau_0} \alpha_{gp}\,(T_g - T_{pi})\,\mathrm{d}\tau = \frac{1}{\tau_0}\int_0^{\tau_0} \alpha_{gp}\,T_g\,\mathrm{d}\tau - \frac{1}{\tau_0}\int_0^{\tau_0} \alpha_{gp}\,T_{pi}\,\mathrm{d}\tau. \qquad (4)$$

Prin integrare se obține :

$$q_m = (\alpha_{gp})_m \left[\frac{(\alpha_{gp}\,T_g)_m}{(\alpha_{gp})_m} - T_{pim}\right] = (\alpha_{gp})_m\,(T_{grez} - T_{pim}). \qquad (5)$$

Se observă deci că solicitarea termică medie dintr-un proces nestaționar de transmitere a căldurii, de la gaze la pereții camerei de ardere, poate fi privită ca un flux termic mediu, staționar, în care temperatura peretelui cercetat este constantă, iar temperatura medie rezultantă a gazelor este :

$$T_{grez} = \frac{(\alpha_{gp}\cdot T_g)_m}{(\alpha_{gp})_m}. \qquad (6)$$

Determinarea mărimilor necesare evaluării solicitării termice

Pentru determinarea temperaturii gazelor din camera de ardere este necesar să se posede diagrama indicată desfășurată, ridicată experimental sau calculată, pe baza căreia se poate determina temperatura gazelor, în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit [5], [10].

Dezavantajul metodelor de calcul îl constituie erorile care apar la alegerea diferitelor mărimi, precum și volumul mare de calcul. Totuși, pînă în prezent aceste metode sînt unanim adoptate.

Mai avantajoasă este măsurarea experimentală directă a temperaturii gazelor din camera de ardere, sub forma unor oscilograme $T_g = f(\varphi)$.

Dintre aparatele utilizate pentru măsurarea temperaturii gazelor, în cazul de față sînt indicate acele aparate care posedă o inerție termică mică, adică au o constantă de timp redusă, indicațiile lor putînd urmări rapid variația temperaturii gazelor din camera de ardere a motorului. De asemenea, construcția aparatelor trebuie astfel aleasă ca să nu influențeze sensibil desfășurarea proceselor de lucru din cilindru și să prezinte siguranță în funcționare.

Termometrele electrice cu rezistență, ecranate, confecționate din sîrmă foarte subțire, a cărei rezistență ohmică depinde de temperatură, și care se măsoară cu ajutorul unui montaj în punte, prin intermediul unui osciloscop etalonat inițial, permit obținerea oscilogramelor $T_g = f(\varphi)$.

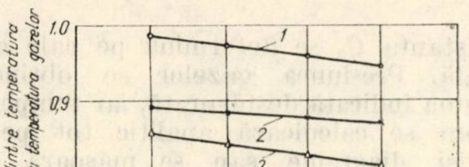


Fig. 1

Variația raportului dintre temperatura termorezistenței și temperatura gazelor, în funcție de turație, pentru diferite diametre ale sîrmei termorezistenței, este redată în figura 1 (*1* — $d = 0{,}05$ mm ; *2* — $d = 0{,}15$ mm ; *3* — $d = 0{,}2$ mm ; *4* — $d = 0{,}5$ mm), de unde rezultă că o sîrmă cu diametrul de 0,05 mm asigură o precizie ridicată a măsurărilor.

Determinarea coeficientului de transmitere a căldurii de la gaze la pereții camerei de ardere. Dintre relațiile existente pentru determinarea coeficientului α_{gp}, propuse de diferiți cercetători, se amintesc cele mai importante.

Relația lui Nusselt [2], care redă variația coeficientului α_{gp} în funcție de presiunea gazelor p_g, temperatura acestora T_g, viteza medie a pistonului W_{pm} și coeficientul de transmitere a căldurii prin radiație α_r :

$$\alpha_{gp} = 0{,}99\, p_g^{2/3}\, T_g^{1/3}\,(1 + 1{,}24\, W_{pm}) + \alpha_r \qquad (7)$$

se referă în primul rînd la procesele de compresiune și destindere.

Coeficientul α_r se determină cu relația :

$$\alpha_r = 0{,}362\,\frac{\left(\dfrac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\dfrac{T_{pi}}{100}\right)^4}{T_g - T_{pi}}\,; \qquad (8)$$

deoarece valoarea sa este redusă față de valoarea coeficientului α_{gp}, coeficientul α_r se neglijează în multe calcule [2].

Relația lui Briling [8] :

$$\alpha_{gp} = 0{,}99\, p_g^{2/3}\, T_g^{1/3}\,(1 + 1{,}45 + 0{,}185 W_{pm}) \qquad (9)$$

reduce influența vitezei medii a pistonului asupra coeficientului de transmitere a căldurii α_{gp}. Rezultatele deduse cu această relație diferă însă sensibil de cele obținute cu relația Nusselt.

Pe baza cercetărilor efectuate pe motoare navale, Eichelberg [1] a stabilit o relație de forma :

$$\alpha_{gp} = 2{,}1\, p_g^{1/2}\, T_g^{1/2}\,\sqrt[3]{W_{pm}}\,. \qquad (10)$$

În această relație, prin mărirea exponentului care afectează temperatura gazelor se ține seamă de transmiterea căldurii prin radiație, iar prin coeficientul 2,1 — de turbionarea gazelor.

Dintre investigațiile mai recente, raportate la motoare cu camere de precombustie, la care coeficientul de exces de aer era sub 1,5, presiunea și temperatura maximă a gazelor în timpul arderii de 100 kgf/cm², respectiv de 2 100°C, iar turația în jur de 2 500 rot/min, se amintesc cele ale lui Pflaum [3].

Astfel, Pflaum a propus relația :

$$\alpha_{gp} = p_g^{1/2}\, T_g^{1/2}\,(6{,}2 - 5{,}2 \cdot 5{,}7)^{-(0{,}1\,W_{pm})^2} + {} + 0{,}025\, W_{pm} + 2{,}3\, p_s^{1/2} \qquad (11)$$

pentru piston și chiulasă, și relația :

$$\alpha_{gp} = p_g^{1/2}\, T_g^{1/2}\,(6{,}2 - 5{,}2 \cdot 5{,}7)^{-(0{,}1\,W_{pm})^2} + {} + 0{,}025\, W_{pm} + 0{,}8\, p_s^{2/3} \qquad (12)$$

pentru cămașa cilindrului, în care p_s este presiunea de supraalimentare.

G. Woschni [6] a încercat să aplice rezultatele obținute în studiul transmiterii căldurii în tuburi, precum și o parte din criteriile de similitudine, la studiul transmiterii căldurii din motoarele cu ardere internă cu aprindere prin compresiune, obținînd o relație de forma :

$$\alpha_{gp} = A d^{-0.214}\,(p_g\, W_{pm})^{0.786}\,(T_g^{-0.525} + B), \qquad (13)$$

în care A ține seamă de turbionarea gazelor, B ia în considerare transmiterea căldurii prin radiație, iar d este diametrul cilindrului.

Relațiile prezentate reflectă în bună măsură evoluția și stadiul cercetărilor privind studiul coeficientului α_{gp}.

Mergînd pe linia generalizării rezultatelor, prezenta lucrare își propune să aducă, printre altele, și unele contribuții privind determinarea coeficientului α_{gp}.

În acest scop se pleacă de la ecuațiile diferențiale aplicabile în cazul convecției termice, și anume : ecuația de continuitate, ecuația de mișcare, ecuația conservării energiei și ecuația de contur.

Ținînd seamă de faptul că fluxul de căldură este dirijat spre chiulasă, piston și cămașa cilindrului, pentru studiu se poate alege sistemul de coordonate la care una din axe să fie perpendiculară pe suprafaţa peretelui cercetat al camerei de ardere. În acest caz, ecuaţiile diferenţiale amintite pot fi raportate la o singură axă de coordonate, obţinînd o funcţie criterială de forma:

$$\mathrm{Nu} = f\,(\mathrm{Re},\ \mathrm{Pr}), \tag{14}$$

care caracterizează mişcarea gazelor şi transmiterea căldurii de la gaze la pereţii camerei de ardere prin convecţie şi conducţie în stratul limită.

Exprimînd criteriul Nu:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_{gp}\, d}{\lambda},$$

se obţine:

$$\alpha_{gp} = \frac{\lambda}{d} f\,(\mathrm{Re},\ \mathrm{Pr}) \tag{15}$$

sau, dacă se înlocuiesc şi criteriile Re şi Pr:

$$\alpha_{gp} = \frac{\lambda}{d} f\left(\frac{W d}{\nu}.\ \frac{\nu\ c_p\ \rho}{\lambda}\right); \tag{16}$$

deci:

$$\alpha_{gp} = f\,(d,\ c_p,\ \lambda,\ W,\ \nu,\ \rho). \tag{17}$$

Dacă se aplică analiza dimensională pentru mărimile care exprimă coeficientul α_{gp} se obţine:

$$\alpha_{gp} = C d^{m-1}\, W^{m}\, c_p^{n}\, \rho^{n}\, \lambda^{1-n}\, \nu^{n-m}, \tag{18}$$

sau

$$\mathrm{Nu} = C\mathrm{Re}^{m}\ \mathrm{P}_{\mathrm{r}}^{n}. \tag{19}$$

Valorile exponenţilor *m* şi *n* se aleg după Nusselt [2], deci

$$\mathrm{Nu} = C_1 \mathrm{Re}^{0,786}\ \mathrm{Pr}^{0,45}. \tag{20}$$

Dacă se exprimă criteriul Re:

$$\mathrm{Re} = \frac{Wd}{\nu} = \frac{Wd\rho}{\eta} = \frac{Wd}{\eta}\,\frac{p}{RT}, \tag{21}$$

şi criteriul Pr:

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mathrm{Pe}}{\mathrm{Re}} = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu\, c_p\, \rho}{\lambda} = \frac{c_p\, \eta}{\lambda}, \tag{22}$$

înlocuindu-se apoi în ecuaţia (20), rezultă:

$$\mathrm{Nu} = C_1 \left(\frac{W\, d\, p}{\eta T}\right)^{0,786} \left(\frac{c_p\, \eta}{\lambda}\right)^{0,45}. \tag{23}$$

Ca urmare:

$$\alpha_{gp} = C_1 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{W\, d\, p}{\eta T}\right)^{0,786} \left(\frac{c_p\, \eta}{\lambda}\right)^{0,45} \tag{24}$$

sau

$$\alpha_{gp} = C_1\, \lambda^{0,55} c_p{}^{0,45}\, \eta^{1,236} d^{-0,214} p^{0,786}\, T^{-0,786}\, W^{0,786}. \tag{25}$$

Dacă se consideră că viteza gazelor este proporţională cu viteza medie a pistonului:

$$W = C_2\, W_{pm},$$

expresia finală a coeficientului de transmitere a căldurii de la gaze la pereţii camerei de ardere devine:

$$\alpha_{gp} = C_3\, (p_g\, W_{pm})^{0,786}\ T_g{}^{-0,786}\ c_p{}^{0,45}\ \lambda^{0,55}\ \eta^{1,236}\, d^{-0,214}. \tag{26}$$

Constanta C_3 se determină pe cale experimentală. Presiunea gazelor se obţine din diagrama indicată desfăşurată, iar temperatura acestora se calculează analitic tot pe baza aceleiaşi diagrame sau se măsoară direct. Căldura specifică c_p, coeficientul de conductivitate termică $\boldsymbol{\lambda}$ şi viscozitatea dinamică a gazelor η, la diverse temperaturi, se aleg din tabele sau diagrame [9].

Prin faptul că relaţia (26) ia în considerare o serie de factori în plus faţă de alte relaţii, se apreciază că prin aceasta calculele referitoare la coeficientul α_{gp} sînt mai apropiate de realitate.

Determinarea temperaturii pereţilor (*pieselor*) *care mărginesc camera de ardere.* Deoarece procesele gazo-termodinamice care se desfăşoară în cilindrii motorului variază ciclic în timp, rezultă că şi procesul transmiterii căldurii prin pereţii camerei de ardere are un caracter nestaţionar. Pentru determinarea variaţiei de temperatură în pereţi se aplică ecuaţia diferenţială a conducţiei termice în regim nestaţionar:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho C}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \frac{q}{\rho C}, \tag{27}$$

în care *T* este temperatura într-un punct oarecare de coordonate *x*, *y*, *z*, iar τ —timpul.

Deoarece în interiorul peretelui nu sînt surse de căldură $q = 0$, iar pereţii care delimitează camera de ardere putînd fi aproximaţi cu pereţi plani, ecuaţia (27) devine:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\,\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \tag{28}$$

Sensul fizic al ecuaţiei (28) este următorul: partea stîngă a ecuaţiei reprezintă variaţia temperaturii în timp, iar derivata din partea dreaptă a ecuaţiei reprezintă variaţia spaţială a gradientului de temperatură $\frac{\partial T}{\partial x}$. Ecuaţia arată, deci, că în orice punct al corpului (peretelui) variaţia temperaturii în timp este proporţională cu variaţia gradientului de temperatură.

Coeficientul de difuzibilitate termică a caracterizează viteza de egalizare a temperaturii în diferite puncte ale peretelui. Cu cît difuzibilitatea termică este mai mare, cu atît mai repede toate punctele peretelui ating aceeaşi temperatură la răcirea sau la încălzirea lui.

Coeficientul de difuzibilitate termică se calculează cu relaţia :

$$a = \frac{\lambda}{\rho C}. \tag{29}$$

Pentru cazul cînd coeficientul de conductivitate termică $\lambda = 45$ kcal/m h grd, densitatea $\rho = 7\,840$ kg/m^3, iar căldura specifică a peretelui $C = 0{,}13$ kcal/kg grd, se obţine $a = 0{,}045$ m^2/h.

Pentru a obţine soluţia ecuaţiei (28), trebuie impuse condiţiile de unicitate, care precizează problema în timp şi spaţiu.

Prima condiţie (numită condiţie de spaţiu) arată modul cum este repartizată temperatura în momentul iniţial.

A doua condiţie (numită condiţie de timp) constă în cunoaşterea influenţei mediului ambiant (a fluidului de răcire) asupra peretelui studiat.

Rădăcinile ecuaţiei (28) fiind în număr infinit, soluţia generală, care satisface condiţiile impuse, este :

$$T_p = T_{pm(x=0)} - \frac{q_m}{\lambda} x + \sum_{\nu=1}^{\infty} e^{-x\sqrt{\frac{\nu\omega}{2a}}} \cdot \left[A_\nu \cos\left(\nu\,\omega t - x\sqrt{\frac{\nu\omega}{2a}}\right) + B_\nu \sin\left(\nu\,\omega t - x\sqrt{\frac{\nu\omega}{2a}}\right)\right]. \tag{30}$$

Coeficienţii armonicilor se calculează după Fourier, şi anume :

$$A_\nu = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} T^{st}_{p\,(x=0)} \cos \nu\,\omega\,\tau\,\mathrm{d}\,\tau, \tag{31}$$

$$B_\nu = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} T^{st}_{p\,(x=0)} \sin \nu\,\omega\,\tau\,\mathrm{d}\,\tau. \tag{32}$$

Temperatura suprafeţei interioare (fig. 2) a peretelui se obţine în cazul cînd $x = 0$. Deoarece $T_{p\,(x=\delta)} = T_{p\,(x=0)} = 0$, rezultă :

$$T_{p(x=0)} = T_{pm(x=0)} + \sum_{\nu=1}^{\infty}[(A_\nu \cos \nu\,\omega t + B_\nu \sin \nu\,\omega t). \tag{33}$$

Frecvenţa oscilaţiilor se determină în funcţie de turaţia n a motorului şi numărul de timpi i, cu relaţia :

$$\omega = \frac{\pi n}{30}\,\frac{i}{2}, \tag{34}$$

iar numărul de ordine al armonicilor ν se consideră de la $\nu = 1$ pînă la o valoare oarecare.

Se observă deci că deplasarea variaţiilor de temperatură şi amplitudinea acestora scad exponenţial cu adîncimea peretelui. Fenomenul se accentuează cu creşterea frecvenţei ω, respectiv a numărului de ordine al armonicilor.

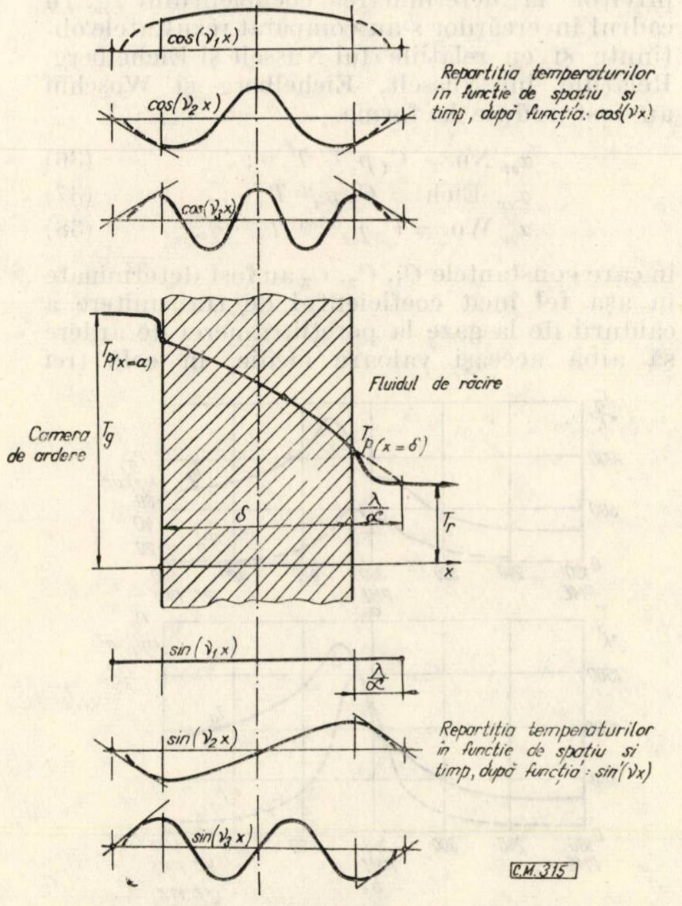

cos(ν₁x)
cos(ν₂x)
Repartiţia temperaturilor în funcţie de spaţiu şi timp, după funcţia: cos(νx)
cos(ν₃x)
T p(x=a)
Fluidul de răcire
Camera de ardere
Tg
Tp(x=δ)
λ/α
δ
Tr
x
sin(ν₁x)
λ/α
sin(ν₂x)
Repartiţia temperaturilor în funcţie de spaţiu şi timp, după funcţia: sin(νx)
sin(ν₃x)
C.M. 315

Fig. 2

Din analiza relaţiei (30) se constată că variaţia temperaturii în pereţii camerei de ardere poate fi considerată ca rezultat al suprapunerii oscilaţiilor periodice ale temperaturii peste cîmpul staţionar al acesteia.

Pentru calcule simplificate (considerarea unui regim de transmitere a căldurii staţionar), variaţia temperaturii în peretele camerei de ardere se determină cu relaţia :

$$T_p = T_{pm(x=0)} - \frac{q_m}{\lambda}\,\delta. \tag{35}$$

Pentru determinarea temperaturii pereţilor prin metoda diferenţelor finite, ecuaţia diferenţială a conducţiei termice se transformă într-o ecuaţie de diferenţe finite. Aceasta echivalează cu înlocuirea curbei de variaţie a temperaturii la timpul τ, în funcţie de spaţiu, printr-o linie frîntă [7], [11].

Încercări și rezultate experimentale

Un interes deosebit prezintă încercările experimentale efectuate de G. Woschni [6] pe un motor de tip MAN, KV 30/45, care evidențiază o serie de aspecte interesante privitor la determinarea coeficientului α_{gp}. În cadrul încercărilor s-au comparat rezultatele obținute și cu relațiile lui Nusselt și Eichelberg. Relațiile lui Nusselt, Eichelberg și Woschni au fost reduse la forma

$$\alpha_{gp}\,\mathrm{Nu} = C_1 p_g^{2/3}\, T_g^{1/3}; \qquad (36)$$

$$\alpha_{gp}\,\mathrm{Eich} = C_2 p_g^{1/2} T_g^{1/2}; \qquad (37)$$

$$\alpha_{gp}\,\mathrm{Wo} = C_3 p_g^{0,786}\, T_g^{-0,525}, \qquad (38)$$

în care constantele C_1, C_2, C_3 au fost determinate în așa fel încît coeficientul de transmitere a căldurii de la gaze la pereții camerei de ardere să aibă aceeași valoare medie, în cele trei cazuri. Pe baza acestor relații s-a urmărit influența pe care o au presiunea și temperatura gazelor asupra alurii și maximului curbei de variație a coeficientului α_{gp}.

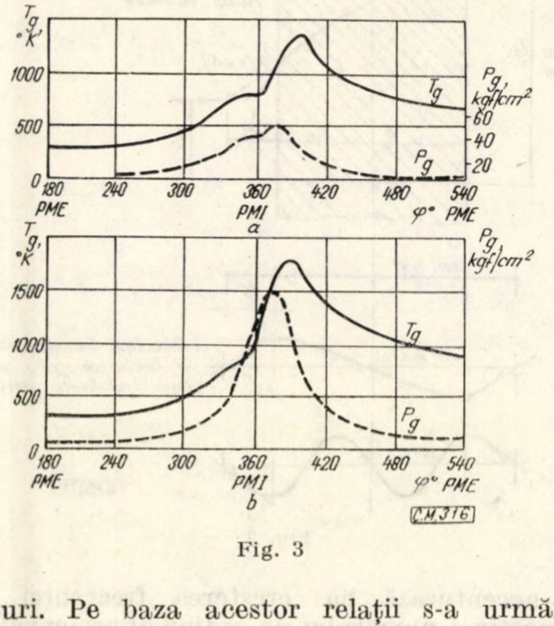


Fig. 3

Figura 3 redă variația presiunii și temperaturii gazelor, pentru motorul MAN-KV 30/45, corespunzătoare unei presiuni medii efective $p_e = 4$ kgf/cm² (fig. 3, *a*) și pentru $p_e = 20$ kgf/cm² (fig 3, *b*).

Variația coeficientului α_{gp} conform relațiilor (36), (37) și (38) este redată în figura 4 (*a* — $p_e = 4$ kgf/cm²; *b* — $p_e = 20$ kgf/cm²).

Din încercările și rezultatele prezentate se remarcă faptul că relația lui Nusselt (curba *1*) ține seamă într-o măsură mai mare de procesul arderii, iar relația lui Eichelberg (curba *2*) reduce maximul coeficientului α_{gp} în favoarea compresiunii și detentei. Relația propusă de Woschni (curba *3*) prezintă un maxim de aceeași valoare cu cel dat de relația lui Eichelberg, însă alura curbei este deplasată mult în favoarea compresiunii.

Valorile mai mari ale coeficientului α_{gp} la compresiune față de destindere sînt confirmate și de rezultatele obținute de Reto Kind [11], (fig. 5), însă pe un motor cu aprindere prin compresiune în doi timpi, la sarcină totală și turația de 1 200 rot/min (*1* — Eichelberg; *2* — Nusselt; *3* — Woschni; *4* — Reto Kind).

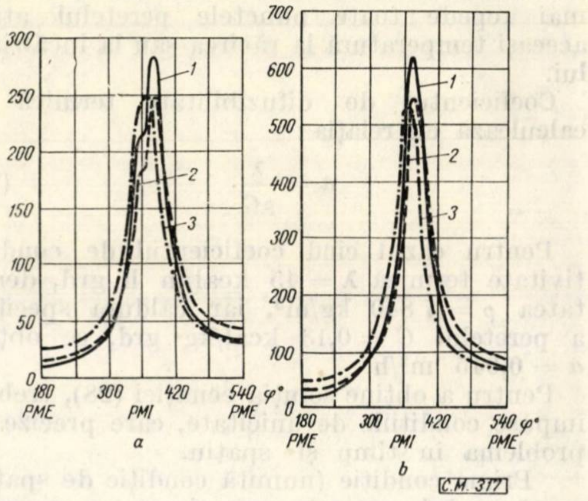


Fig. 4

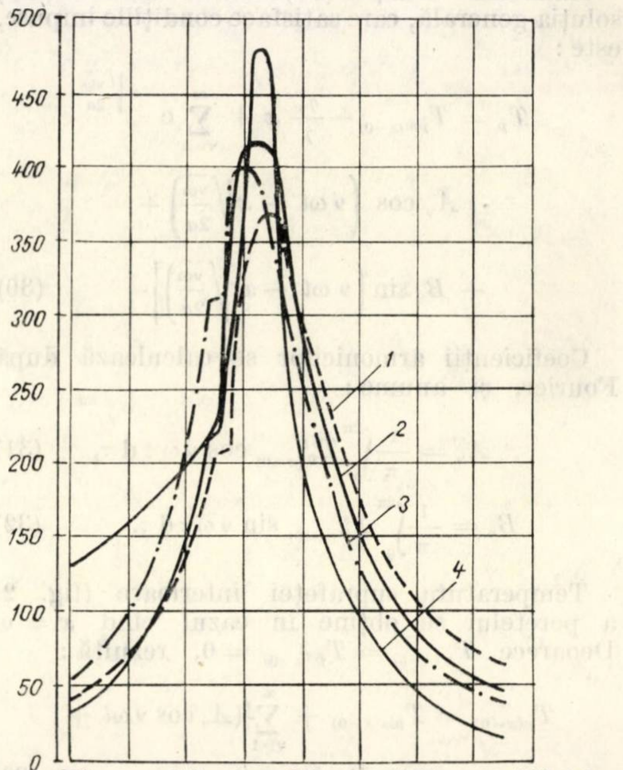


Fig. 5

În continuare se redau rezultatele experimentale obținute de autor la încercarea motorului cu aprindere prin compresiune D-103.

Ansamblul instalaţiei experimentale utilizate la încercarea motorului D-103 este redată în figura 6.

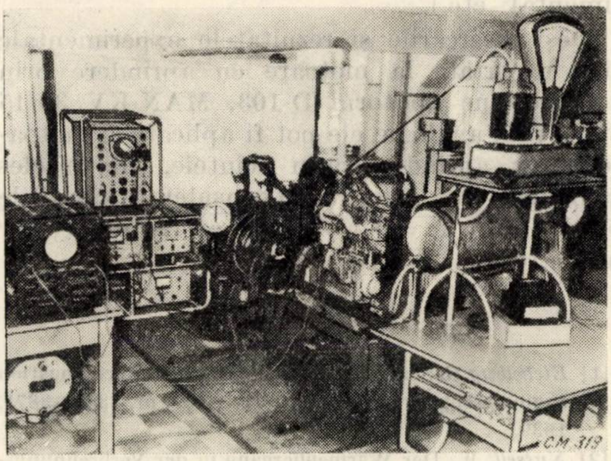


Fig. 6

În figura 7 este prezentată variaţia presiunii şi temperaturii gazelor din camera de ardere

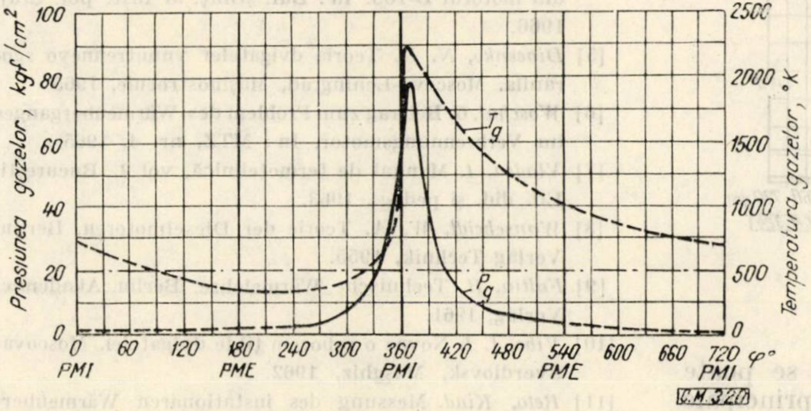


Fig. 7

în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui cotit, la 60 CP şi 1 800 rot/min.

Variaţia temperaturii peretelui interior al chiulasei, comparativ cu variaţia temperaturii gazelor, este redată în figura 8.

Figura 9 redă variaţia coeficientului de transmitere a căldurii α_{gp} determinat pe baza relaţiei (6), comparativ cu cel obţinut pe baza relaţiilor (7), (9), (10) şi (11). Prin aceasta se precizează şi constanta $C_3 = 4{,}96.10^{11}$, din ecuaţia (26), obţinută în urma încercărilor experimentale pe motorul D – 103 (pentru chiulasă).

Se observă că aplicînd relaţiile lui Pflaum şi Eichelberg se obţin rezultate apropiate de cele date de relaţia (26).

Avînd variaţia temperaturii gazelor T_g, variaţia temperaturii peretelui interior T_{pi} şi variaţia coeficientului α_{gp}, pe baza relaţiei (2) se determină variaţia solicitării termice pe ciclu (fig. 10).

Rezultă deci că se pot urmări solicitările termice instantanee, în funcţie de unghiul de

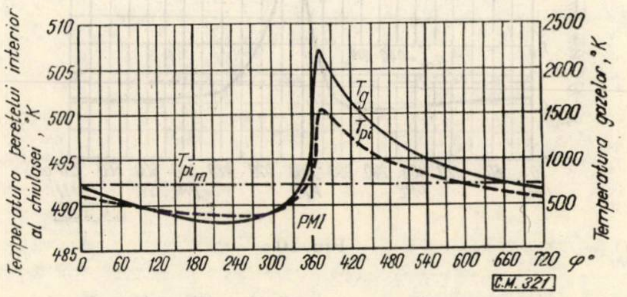


Fig. 8

rotaţie al arborelui cotit, din care interesează, în primul rînd, valorile maxime ale acestora, cînd pistonul este în punctul mort interior.

Calculul solicitării termice instantanee prezintă o importanţă deosebită în cazul supraalimentării motoarelor.

Evaluarea solicitării termice medii a motorului se face pe baza relaţiei (5). În acest scop, temperatura medie rezultantă a gazelor se obţine folosind diagramele din figura 11 şi figura 9. Valoarea medie a temperaturii peretelui interior al chiulasei se alege din figura 8, iar valoarea medie a coeficientului de transmitere a căldurii de la gaze la perete, din figura 9.

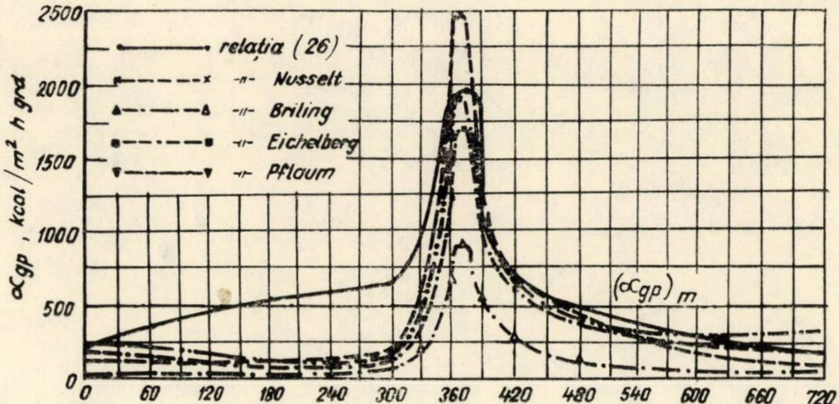


Fig. 9

Solicitarea termică medie a chiulasei este deci :

$$q_m = 0,40 \cdot 10^6, \text{ kcal/m}^2\text{h},$$

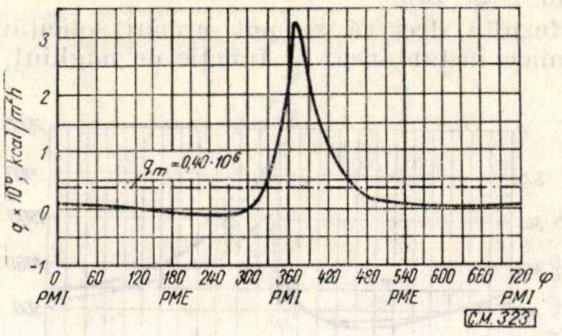


Fig. 10

care, comparată cu cea obţinută prin planimetrare din figura 10, dă o abatere de numai 5%.

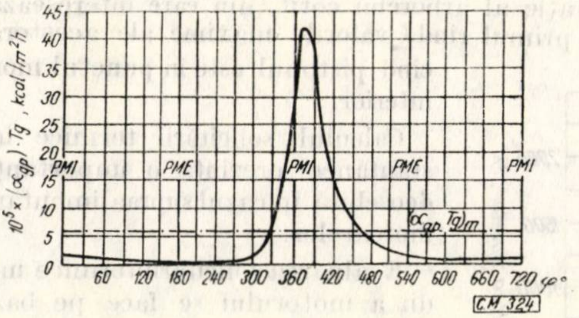


Fig. 11

Concluzii

Pe baza consideraţiilor prezentate se poate evalua solicitarea termică a pieselor principale ale motoarelor cu ardere internă, atît în stadiul de proiectare (pe baza diagramelor calculate $p_g = f(\varphi)$ etc.), cît şi pentru motoarele de serie cu admisiune normală sau supraalimentate (pe baza diagramelor indicate, ridicate experimental etc.).

Deşi încercările şi rezultatele experimentale sînt raportate la motoare cu aprindere prin compresiune (motorul D-103, MAN-KV 30/45 etc.), prin analogie ele pot fi aplicate şi motoarelor cu aprindere prin scînteie. Bineînţeles că în acest caz se vor lua în considerare variaţiile $p_g = f(\varphi)$, $T_g = f(\varphi)$ etc., aferente acestor motoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Eichelberg, G.* Some new investigations of old combustion engine problems. In : Engineering, 148, nr. 3850—3871, 1939.

[2] *Nusselt, W.* Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. In : VDI — Forschungsheft, 264, 1923.

[3] *Pflaum, W.* Der Wärmeübergang bei Dieselmaschinen mit und ohne Aufladung. In : MTZ, nr. 3, 1961.

[4] *Băţaga, N.* Contribuţii la studiul transferului de căldură din motorul D-103. În : Bul. ştiinţ. al Inst. pol. Cluj, 1966.

[5] *Diacenko, N. H.* Teoria dvigatelei vnnutrennevo sgoraniia. Moscova-Leningrad, Maşinostroenie, 1965.

[6] *Woschni, G.* Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. In : MTZ, nr. 4, 1965.

[7] *Vlădea, I.* Manual de termotehnică, vol 2, Bucureşti, Ed. did. şi pedag., 1963.

[8] *Wanscheidt, W. A.* Teorie der Dieselmotoren. Berlin, Verlag Technik, 1955.

[9] *Faltin, H.* Technische Wärmelehre. Berlin, Akademie-Verlag, 1961.

[10] *Vibe, I. I.* Novoe o rabocem ţikle dvigatelei. Moscova-Sverdlovsk, Maşghiz, 1962.

[11] *Relo, Kind.* Messung des instationären Wärmeüberganges in einen Zweitakt-Dieselmotor hoher Drehzahl. Zürich, Juris-Verlag, 1962.

CZ 629.114.4.012.85

Forțele care solicită suspensia cu arcuri semieliptice progresive a autocamionului

Virgil OLARIU

Pentru arcul semieliptic în foi se poate obține o caracteristică progresivă (rigiditate variabilă) prin utilizarea unor legături între arc și ramă — care să permită o variație a deschiderii arcului în funcție de sarcină. O legătură de acest gen este „sania'' care reprezintă, de fapt, o suprafață cilindrică de reazem. Sania poate înlocui fie cercelul arcului (fig. 1), fie atît cercelul cît și articulația arcului (fig. 2); în cazul al doilea, arcul se fixează pe ramă prin intermediul unor foi de arc.

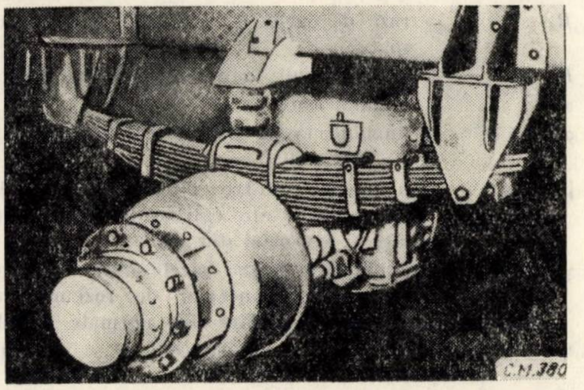


Fig. 1

Corectarea caracteristicii arcului, începînd cu o anumită sarcină, se poate realiza prin utilizarea arcurilor tubulare din cauciuc — de tip Aeon (fig. 3) — datorită cărora caracteristica suspensiei se apropie mai mult de cea ideală (la o creștere a sarcinii săgeata se menține constantă). Aceste arcuri din cauciuc înlocuiesc și arcurile suplimentare ale suspensiei din spate.

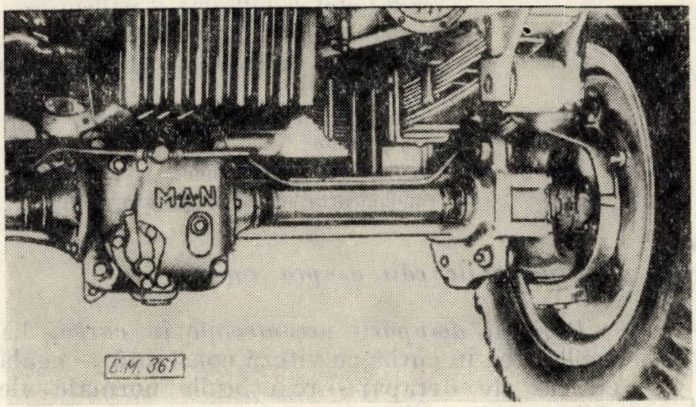


Fig. 2

Pentru stabilirea forțelor și a momentelor care solicită autocamionul în diferite regimuri de mișcare, s-a considerat suspensia blocată, neglijîndu-se astfel înclinările laterale și longitudinale ale părții suspendate; de asemenea nu s-a ținut seama de deformațiile pneurilor, iar rezistența aerului a fost luată în considerare numai la regimul mișcării uniforme — cu viteza maximă — pe o cale orizontală.

Notații:

G_a — greutatea totală a autocamionului;

P^i_x — componenta longitudinală a forțelor de inerție datorite masei autocamionului;

P^i_y — componenta transversală a forțelor de inerție datorite masei autocamionului;

M^i_z — momentul forțelor de inerție datorite masei autocamionului, în raport cu axa normală la cale;

M^i_r — momentul, redus la osia motoare, al forțelor de inerție datorite maselor în mișcare de rotație;

R_{1s}, R_{1e}, R_{2s}, R_{2d} — reacțiunile normale ale căii asupra roților;

S_{1s}, S_{1d}, S_{2s}, S_{2d} — reacțiunile transversale ale căii asupra roților;

S_2 — reacțiunea transversală totală a căii asupra roților osiei din spate (motoare);

P_{Rs}, P_{Rd} — forțele de tracțiune la roțile osiei din spate;

P_R — forța de tracțiune la osia motoare;

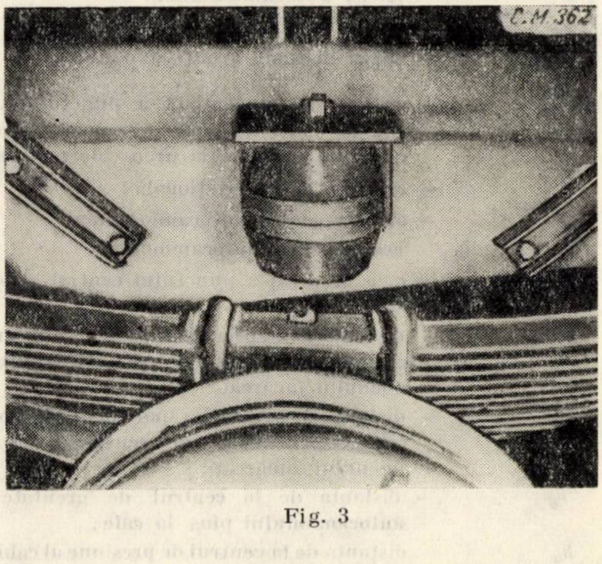


Fig. 3

M_{Rs}, M_{Rd} — momentele motoare la roțile osiei din spate;

M_{max} — momentul (cuplul) maxim al motorului;

P^r_{1s}, P^r_{1d}, P^r_{2s}, P^r_{2d} — forțele de rezistență la rulare;

M^r_{1s}, M^r_{1d}, M^r_{2s}, M^r_{2d} — momentele de rezistență la rulare;

P^f_{1s}, P^f_{1d}, P^f_{2s}, P^f_{2d} — forțele de frînare la roțile autocamionului;

M^f_{2s}, M^f_{2d} — momentele de frînare la roțile din spate ;

R_a — rezistența aerului ;

X_A, X_D — reacțiunile longitudinale în articulațiile arcurilor din față ;

Y_A, Y_D — reacțiunile transversale în articulațiile arcurilor din față ;

Y_1 — reacțiunea transversală totală în articulațiile arcurilor din față ;

Z_A, Z_D — reacțiunile, după direcția normală la cale, în articulațiile arcurilor din față ;

X_B , X_E — reacțiunile longitudinale ale săniilor asupra arcurilor din față ;

Z_B , Z_E — reacțiunile, după direcția normală la cale' ale săniilor asupra arcurilor din față ;

T_B, T_E — forțele de frecare de alunecare dintre arcurile din față și sănii ;

G_{01}, G_{02} — greutatea osiei din față, respectiv spate' inclusiv arcurile ;

X_{2s} ,X_{2d} — reacțiunile longitudinale ale săniilor asupra arcurilor din spate ;

Z_{2s} , Z_{2d} — reacțiunile, după direcția normală la cale, ale săniilor asupra arcurilor din spate ;

T_{2s}, T_{2d} — forțele de frecare de alunecare dintre arcurile din spate și sănii ;

P_{2s} , P_{2d} — reacțiunile longitudinale din articulațiile foilor de arc care leagă osia din spate cu rama ;

Y_{2s}, Y_{2d} — reacțiunile transversale din articulațiile foilor de arc care leagă osia din spate cu rama ;

M_s — momentul reactiv suplimentar la osia din spate ;

J_z — momentul de inerție mecanic al autocamionului în raport cu axa normală la cale ;

v — viteza autocamionului ;

v_d — viteza de derapaj a autocamionului ;

v_{max} — viteza maximă a autocamionului ;

$\frac{dv}{dt}$ — accelerația tangențială a punctului central al osiei din spate, respectiv accelerația sau decelerația pe o cale rectilinie ;

g — accelerația gravitațională ;

A — ampatamentul autocamionului ;

B — ecartamentul autocamionului ;

R — raza de viraj a punctului central al osiei din spate ;

a — distanța de la osia din față la axa normală ce trece prin centrul de greutate al autocamionului încărcat ;

b — distanța de la osia din spate la axa normală ce trece prin centrul de greutate al autocamionului încărcat ;

h_g — distanța de la centrul de greutate al autocamionului pînă la cale ;

h_a — distanța de la centrul de presiune al cabinei autocamionului la cale ;

h_s — distanța de la centrele de curbură ale săniilor arcurilor din față, la planul paralel cu calea ce trece prin centrul de greutate al autocamionului încărcat ;

h_b — distanța de la centrele articulațiilor arcurilor din față, la planul paralel cu calea ce trece prin centrul de greutate al autocamionului încărcat ;

h_2 — distanța de la foile de tracțiune ale arcurilor din spate la planul — paralel cu calea — ce trece prin centrul de greutate al autocamionului ;

r — raza de rulare dinamică a roților autocamionului ;

l_1, l_2 — distanțele dintre roți și arcuri ;

l, L — deschiderile arcurilor sub sarcina nominală ;

l_s — distanța dintre centrele articulațiilor și planul normal la cale trecînd prin centrele de curbură ale săniilor arcurilor din față ;

L_s — distanța dintre centrele de curbură ale săniilor din spate ;

r_s — raza de curbură a săniilor arcurilor din față ;

R_s — raza de curbură a săniilor arcurilor din spate ;

F — aria secțiunii transversale a cabinei ;

α — unghiul rampei ;

α^* — unghiul maxim al rampei limitat de puterea motorului ;

β_{1s} , β_{1d} — unghiurile dintre direcțiile reacțiunilor transversale ale căii asupra roților din față și axa osiei din spate ;

γ_1, γ_2 — unghiurile dintre razele săniilor — corespunzătoare punctelor de rezemare ale arcurilor — și direcțiile normale la cale ;

i_0 — raportul de transmitere al reductorului central ;

i_s^* — raportul de transmitere maxim al schimbătorului de viteză ;

i_s — raportul de transmitere al etajului cuplat în schimbătorul de viteză ;

φ — coeficientul de aderență limitat de răsturnarea transversală ;

φ^* — coeficientul de aderență dintre roata blocată prin frînare și cale ;

f — coeficientul global de rezistență la rulare ;

δ_1 — coeficientul de influență al roților ;

δ_2 — coeficientul de influență al motorului ;

λ — coeficientul de influență al frecării din diferențial ;

μ — coeficientul de frecare de alunecare dintre arc și sanie ;

k — coeficientul aerodinamic ;

η_t — randamentul mecanic al transmisiei.

Reacțiunile căii asupra roților

Regimul derapării necontrolate în curbă. La deplasarea în curbă cu viteză constantă — egală cu cea de derapaj — reacțiunile normale ale căii asupra roților sînt date de ecuația matricială :

$$\begin{Vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} R_{1s} \\ R_{1d} \\ R_{2s} \\ R_{2d} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_{10} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Vmatrix} \tag{1}$$

dedusă din ecuațiile de echilibru dinamic al autocamionului pe baza figurilor 4 și 5.

Elementele matricelor din ecuația (1) au expresiile:

$$a_{21} = 0{,}5B - \frac{\varphi h_g}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}},\ a_{22} = -0{,}5B - \frac{\varphi h_g}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}},\ a_{23} = 0{,}5B - \varphi h_g,\ a_{24} = -0{,}5B - \varphi h_g;$$

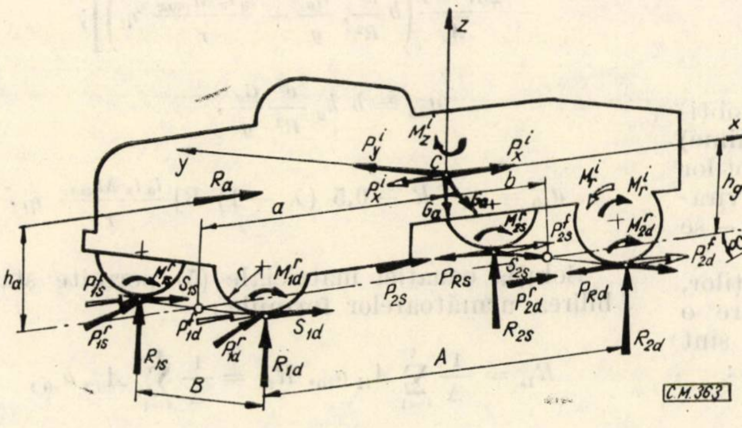

z
x
y
P_y^i
M_z^i
P_x^i
R_a
C
b
G_a
h_a
a
M_r^i
M_r^r
M_{2s}^r
M_{2d}^r
M_{1s}^r
M_{1d}^r
h_g
α
P_{1s}
S_{1s}
P_{1s}^r
P_{1d}^r
P_{1d}
S_{1d}
P_{2s}
P_{Rs}
P_{2s}^r
P_{2d}^r
S_{2s}
P_{Rd}
P_{2d}^r
R_{2s}
R_{2d}
R_{1s}
R_{1d}
A
B
CM.363

Fig. 4

$$a_{31} = a - \frac{bh_g}{R}\cdot\frac{\varphi}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}},\ a_{32} = a - \frac{bh_g}{R}\cdot\frac{\varphi}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}};$$

$$a_{33} = a_{34} = -\frac{b}{R}(R+\varphi h_g),\ a_{41} = \frac{a - 0{,}5\ B\left[\frac{2A}{2R+B}\lambda - \frac{b}{R}(\lambda-1)\right]}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}\varphi;$$

$$a_{42} = \frac{a + \frac{2A\cdot B}{2R-B} - 0{,}5\ B\left[\frac{2A}{2R-B}\lambda - \frac{b}{R}(\lambda-1)\right]}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}}\varphi;$$

$$a_{43} = a_{44} = -\frac{b}{R}\left[R - 0{,}5(\lambda-1)B\right]\varphi;$$

$$a_{10} = G_a.$$

Din soluția ecuației matriciale (1) rezultă formulele:

$$R_{1s} = \frac{A_{11}\,a_{10}}{\Delta},\ R_{1d} = \frac{A_{12}\,a_{10}}{\Delta},\ R_{2s} = \frac{A_{13}\,a_{10}}{\Delta},\ R_{2d} = \frac{A_{14}\,a_{10}}{\Delta}, \qquad (2)$$

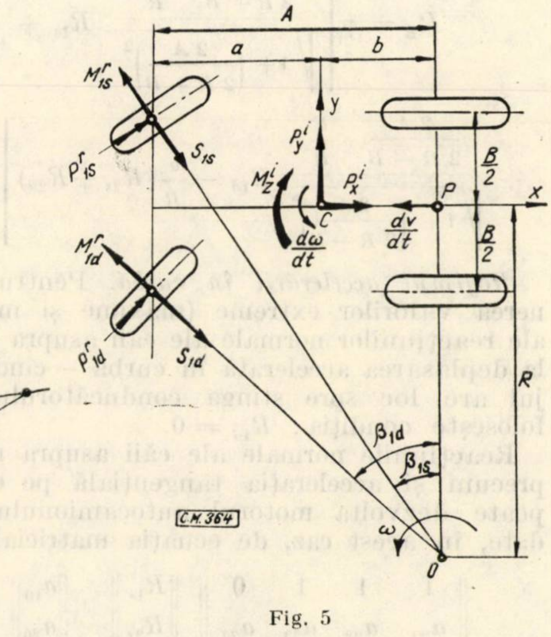

A
a
b
M_{1s}^r
y
P_y^i
S_{1s}
P_{1s}^r
M_z^i
P_x^i
P
x
C
$\frac{dv}{dt}$
$\frac{d\omega}{dt}$
$\frac{B}{2}$
$\frac{B}{2}$
M_{1d}^r
P_{1d}^r
S_{1d}
R
β_{1d}
β_{1s}
ω
O
CM.364

Fig. 5

în care:

$\Delta = \sum_{i=1}^{4} A_{1i}$ este determinantul matricei coeficienților reacțiunilor normale;

$A_{1i}\ (i = 1,\ldots, 4)$ — complemenții algebrici ai elementelor primei linii din matricea coeficienților reacțiunilor normale.

Tot din ecuațiile de echilibru dinamic al autocamionului se obține expresia vitezei de derapaj sub forma:

$$v_a^2 = \frac{\varphi_g\,R}{G_a}\left[\frac{R_{1s}}{\sqrt{1+\left(\frac{2\,A}{2\,R+B}\right)^2}} + \frac{R_{1d}}{\sqrt{1+\left(\frac{2\,A}{2\,R-B}\right)^2}} + R_{2s} + \mathrm{R}_{2d}\right], \qquad (3)$$

în care, introducînd aproximațiile:

$$\frac{2\,A}{2\,R+B} \simeq 0,\ \frac{2\,A}{2\,R-B} \simeq 0$$

și ținînd seama că:

$$R_{1s} + R_{1d} + R_{2s} + R_{2d} = G_a,$$

se obţine cunoscuta formulă [1]:

$$v_d^2 = \varphi g R.$$

Utilizînd ecuaţiile de echilibru dinamic, precum şi formula (3), rezultă expresia forţei motoare:

$$P_R = \varphi \left[\frac{\frac{2A}{2R+B} - \frac{b}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}} R_{1s} + \frac{\frac{2A}{2R-B} - \frac{b}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}} R_{1d} - \frac{b}{R}(R_{2s} + R_{2d}) \right]. \tag{4}$$

Regimul accelerării în curbă. Pentru obţinerea valorilor extreme (maxime şi minime) ale reacţiunilor normale ale căii asupra roţilor la deplasarea accelerată în curbă – cînd virajul are loc spre stînga conducătorului – se foloseşte condiţia: $R_{1d} = 0$.

Reacţiunile normale ale căii asupra roţilor, precum şi acceleraţia tangenţială pe care o poate dezvolta motorul autocamionului sînt date, în acest caz, de ecuaţia matricială:

$$\begin{Vmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} R_{1s} \\ R_{2s} \\ R_{2d} \\ \frac{dv}{dt} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_{10} \\ a_{20} \\ a_{30} \\ a_{40} \end{Vmatrix}, \tag{5}$$

obţinută pe baza ecuaţiilor de echilibru dinamic al] autocamionului.

Elementele din componenţa ecuaţiei (5) au expresiile:

$$a_{21} = 0{,}5\,B - \frac{\frac{2A}{2R+B} r + \frac{2R+B}{A} h_g}{\sqrt{1 + \left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}} f,$$

$$a_{22} = 0{,}5\,B - \frac{2R+B}{A} f h_g;$$

$$a_{23} = -0{,}5B - \frac{2R+B}{A} f h_g,$$

$$a_{24} = -h_g\left(\frac{b}{R} + \frac{2R+B}{A}\right)\frac{G_a}{g};$$

$$a_{31} = a + \frac{rf}{\sqrt{1 + \left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}},$$

$$a_{32} = a_{33} = -b + rf,$$

$$a_{34} = [h_g + (\delta_1 + \delta_2 i_s^2) r]\frac{G_a}{g};$$

$$a_{41} = -\frac{fA\left(\frac{2A}{2R+B} + \frac{2R+B}{2A}\right)}{\sqrt{1 + \left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}},$$

$$a_{42} = -f(R + 0{,}5\,B),$$

$$a_{43} = -\frac{1}{R}\left[J_z + (b^2 + R^2)\frac{G_a}{g}\right];$$

$$a_{10} = G_a^{\cdot}, \; a_{20} = h_g\left[\frac{v^2}{R} \cdot \frac{G_a}{g} - \frac{2R+B}{A}\left(b\frac{v^2}{R^2} \cdot \frac{G_a}{g} + \frac{i_0 i_s M_{max}}{r}\eta_t\right)\right];$$

$$a_{30} = b\,h_g \frac{v^2}{R^2}\frac{G_a}{g},$$

$$a_{40} = -[R - 0{,}5\,(\lambda - 1)\,B]\,\frac{i_0 i_s M_{max}}{r}\eta_t.$$

Soluţia ecuaţiei matriciale (5) permite stabilirea următoarelor formule:

$$R_{1s} = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{4} A_{i1} a_{i0}, \; R_{2s} = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{4} A_{i2} a_{i0},$$

$$R_{2d} = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{4} A_{i3} a_{i0}, \; \frac{dv}{dt} = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{4} A_{i4} a_{i0}, \tag{6}$$

în care:

$\Delta = \sum_{i=1}^{4} A_{1i}$ este determinantul matricei coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (5);

$A_{i1},\ldots,A_{i4} \cdot (i = 1,\ldots,4)$ – complemenţii algebrici ai coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (5).

Tot din ecuaţiile de echilibru dinamic al autocamionului se obţin reacţiunile transversale ale căii asupra roţilor:

$$S_{1s} = \frac{2R+B}{2A}\left\{\sqrt{1 + \left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}\left[\frac{i_0 i_s M_{max}}{r}\eta_t - \frac{G_a}{g}\left(\frac{dv}{dt} - b\frac{v^2}{R^2}\right) - f(R_{2s} + R_{2d})\right] - f R_{1s}\right\}; \tag{7}$$

$$S_2 = \left(\frac{v^2}{R} + \frac{b}{R}\frac{dv}{dt}\right)\frac{G_a}{g} - \frac{2R+B}{2A}\left\{\frac{i_0 i_s M_{max}}{r}\eta_t - \left(\frac{dv}{dt} - b\frac{v^2}{R^2}\right) - \left[R_{1s}\sqrt{1 + \left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2} + R_{2s} + R_{2d}\right]\right\}. \tag{8}$$

Aceste reacţiuni transversale trebuie să satisfacă condiţiile de aderenţă:

$$\left.\begin{aligned}&S_{1s}^2 \leqslant (\varphi^2 - f^2)\, R_{1s}^2\\&S_2^2 \leqslant (\varphi^2 - f^2)(R_{2s}^2 + R_{2d}^2) + \lambda f R_{2d}\, P_R +\\&+ (2 - \lambda) f R_{2s}\, P_R - (0{,}5\lambda^2 - \lambda + 1) P_R^2\end{aligned}\right\} \quad (9)$$

în care:

$$P_R = \frac{i_0\, i_s\, M_{max}}{r}\, \eta_t .$$

Regimul transmiterii forţei de tracţiune maxime. Pentru deplasarea accelerată a autocamionului, pe o rampă rectilinie de unghi α (fig. 4), reacţiunile normale ale căii asupra roţilor, precum şi acceleraţia pe care o poate dezvolta motorul, sînt date de ecuaţia matricială:

$$\begin{Vmatrix} 1 & 1 & 0\\ a_{21} & a_{22} & a_{23}\\ a_{31} & a_{32} & a_{33}\end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} R_{1s}\\ R_{2s}\\ \dfrac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}\end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_{10}\\ a_{20}\\ a_{30}\end{Vmatrix}, \quad (10)$$

obţinută din ecuaţiile de echilibru dinamic al autocamionului.

Elementele ecuaţiei (10) au expresiile:

$$a_{21} = a_{22} = f,\ a_{23} = \frac{G_a}{2g},\ a_{31} = a - f(h_g - r),$$

$$a_{32} = -b - f(h_g - r);$$

$$a_{33} = (\delta_1 + \delta_2 i_s^{*2})\, r \frac{G_a}{2g},\ a_{10} = 0{,}5\, G_a \cos\alpha,$$

$$a_{20} = 0{,}5 \left(\frac{(i_0\, i_s^*\, M_{max}}{r}\, \eta_t - G_a \sin\alpha\right);$$

$$a_{30} = -\frac{h_g}{2} \cdot \frac{i_0\, i_s^* M_{max}}{r}\, \eta_t .$$

Soluţia ecuaţiei matriciale (10) stabileşte următoarele formule:

$$R_{1s} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^{3} A_{i1}\, a_{i0},\ R_{2s} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^{3} A_{i2}\, a_{i0},$$

$$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^{2} A_{i3}\, a_{i0}, \quad (11)$$

în care:

$\Delta = \sum_{i=1}^{2} A_{1i}$ este determinantul matricei coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (10);

$A_{i1}, \ldots, A_{i3}$ (i = 1,2,3) – complemenţii algebrici ai coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (10).

Pentru determinarea rampei maxime ce poate fi urcată – cu viteză constantă – se utilizează ultima formulă (11), în care se impun condiţia $\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = 0$ şi aproximaţia $f^2 = 0$, obţinîndu-se:

$$\sin \alpha^* \simeq \frac{i_0\, i_s^*\, M_{max}}{r\, G_a}\, \eta_t . \quad (12)$$

Pentru acest regim, forţa de tracţiune trebuie să satisfacă condiţia $P_R \leqslant 2(\varphi + f) R_{2s}$, care se scrie sub forma:

$$\frac{i_0\, i_s^*\, M_{max}}{2r}\, \eta_t \leqslant (\varphi + f)\, R_{2s} . \quad (13)$$

Regimul frînării pe o cale orizontală. a) La frînarea autocamionului – cu motorul decuplat – pe o cale rectilinie orizontală, reacţiunile normale ale căii asupra roţilor, precum şi deceleraţia se determină din ecuaţia matricială:

$$\begin{Vmatrix} 1 & 1 & 0\\ 1 & 1 & a_{23}\\ a_{31} & a_{32} & a_{33}\end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} R_{1s}\\ R_{2s}\\ \dfrac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}\end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_{10}\\ 0\\ 0\end{Vmatrix}, \quad (14)$$

obţinută pe baza ecuaţiilor de echilibru dinamic al autocamionului.

Dacă frînarea se face cu motorul decuplat, elementele ecuaţiei (14) au următoarele expresii:

$$a_{23} = -\frac{G_a}{2g\varphi^*},\ a_{31} = a - \varphi^* h_g,\ a_{32} = -b -$$

$$-\varphi^* h_g,\ a_{33} = -\delta_1 \frac{rG_a}{2g},\ a_{10} = 0{,}5\, G_a .$$

b) Dacă frînarea are loc cu motorul nedecuplat, expresiile elementelor ecuaţiei (14) devin:

$$a_{23} = -\frac{G_a}{2g\varphi},\ a_{31} = a - \varphi h_g + rf,$$

$$a_{32} = -b - \varphi h_g + rf,\ a_{33} = -$$

$$-(\delta_1 + \delta_2\, i_s^{*2}) \frac{rG_a}{2g},\ a_{10} = 0{,}5\, G_a .$$

Din soluţia ecuaţiei (14) rezultă:

$$R_{1s} = \frac{A_{11} a_{10}}{\Delta},\ R_{2s} = \frac{A_{12} a_{10}}{\Delta},\ \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = \frac{A_{13} a_{10}}{\Delta}, \quad (15)$$

în care:

$\Delta = \sum_{i=1}^{2} A_{1i}$ este determinantul matricei coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (14);

A_{1i} (i = 1,2,3) – complemenţii algebrici ai elementelor primei linii din matricea coeficienţilor necunoscutelor.

Regimul mişcării – cu viteză maximă – pe o cale orizontală. Pentru mişcarea autocamionului – cu viteză maximă – pe o cale rectilinie orizontală, reacţiunile normale ale căii asupra roţilor, precum şi forţa motoare P_R se obţin din ecuaţia matricială:

$$\begin{Vmatrix} 1 & 1 & 0\\ a_{21} & a_{22} & a_{23}\\ a_{31} & a_{32} & a_{33}\end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} R_{1s}\\ R_{2s}\\ P_R\end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_{10}\\ a_{20}\\ a_{30}\end{Vmatrix}, \quad (16)$$

dedusă pe baza ecuaţiilor de echilibru dinamic al autocamionului.

Elementele ecuaţiei (16) au expresiile:

$$a_{21} = a_{22} = f,\ a_{23} = -0{,}5,\ a_{31} = a - f(h_g - r),$$

$$a_{32} = -b - f(h_g - r),\ a_{33} = 0{,}5h_g;$$

$$a_{10} = 0{,}5\,G_a,\ a_{20} = -0{,}5KFv^2_{max},$$

$$a_{30} = 0{,}5\,(h_g - h_a)KFv^2_{max}.$$

Pe baza soluţiei ecuaţiei (16) se obţin expresiile:

$$R_{1s} = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{3} A_{i1}\,a_{i0},\quad R_{2s} = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{3} A_{i2}\,a_{i0},$$

$$P_R = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{2} A_{i3}\,a_{i0}, \qquad (17)$$

reacţiunii transversale totale dintre arcuri şi ramă:

$$Y_1 = \frac{\varphi}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}R_{1s} + \frac{\varphi}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}}R_{1d}. \qquad (18)$$

Avînd în vedere că descărcarea arcului din dreapta este compensată de încărcarea suplimentară a arcului din stînga şi ţinînd seamă că braţele arcurilor sînt egale, poate fi scrisă relaţia:

$$Z_D - Z_A = Z_E - Z_B. \qquad (19)$$

Ecuaţiile de echilibru dinamic, împreună cu condiţia (19), conduc la ecuaţia matricială:

$$\left\|\begin{matrix} 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & b_{22} & 1 & b_{24} \\ 1 & b_{32} & -1 & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{matrix}\right\| \cdot \left\|\begin{matrix} Z_A \\ Z_B \\ Z_D \\ Z_E \end{matrix}\right\| = \left\|\begin{matrix} 0 \\ b_{20} \\ b_{30} \\ b_{40} \end{matrix}\right\|, \qquad (20)$$

în care:

$$b_{22} = b_{24} = b_{32} = \frac{\mu(l-l_s) + \sqrt{r_s^2 - (l-l_s)^2}}{\sqrt{r_s^2 - (l-l_s)^2}},\quad b_{34} = -b_{32},\quad b_{41} = b_{43} = -\frac{a+0{,}5\,l}{h_b};$$

$$b_{42} = b_{44} = \frac{-(l-l_s)\,[h_s - h_b + \mu\,(a - 0{,}5\,l)] + \mu\,[r_s^2 - (l-l_s)^2] - [(a-0{,}5l) - \mu\,(h_s - h_b)]\sqrt{r_s^2 - (l-l_s)^2}}{h_b\sqrt{r_s^2 - (l-l_s)^2}};$$

$$b_{20} = R_{1s} + R_{1d} - G_{01},\ b_{30} = \frac{2}{B-2l_1}\left[\frac{(h_g-h_b)\,\varphi}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}} - 0{,}5\,B\right]R_{1s} + \frac{2}{B-2l_1}\left[\frac{(h_g-h_b)\,\varphi}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}} + 0{,}5B\right]R_{1d};$$

$$b_{40} = \frac{1}{h_b}\left[\frac{\frac{2A}{2R+B}\,\varphi\,(h_g-h_b)}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}} - a\right]R_{1s} + \frac{1}{h_b}\left[\frac{\frac{2A}{2R-B}\,\varphi\,(h_g-h_b)}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}} - a\right]R_{1a} + \frac{a}{h_b}G_{01}.$$

în care:

$\Delta = \sum_{i=1}^{2} A_{1i}$ este determinantul matricei coeficienţilor necunoscutelor din ecuaţia (16);

$A_{i1},\ldots, A_{i3}$ $(i = 1,2,3)$ — complemenţii algebrici ai coeficienţilor necunoscutelor.

Reacţiunile din legăturile arcurilor osiei din faţa cu rama autocamionului

Pentru stabilirea forţelor care solicită suspensia osiei din faţă a autocamionului se consideră că legătura — prin intermediul bridelor — dintre arcul semieliptic şi traversa osiei din faţă este o încastrare perfectă; de asemenea, se are în vedere că cercelul arcului semieliptic este înlocuit printr-o legătură de tip sanie (fig. 6).

Regimul derapării necontrolate în curbă. Din ecuaţiile de echilibru dinamic al osiei din faţă, deduse pe baza figurii 6, se obţine expresia

Soluţia ecuaţiei matriciale (20) stabileşte următoarele relaţii:

$$Z_A = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{4} B_{i1}\,b_{i0},\quad Z_B = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=1}^{4} B_{i2}\,b_{i0},$$

$$Z_D = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=2}^{4} B_{i3}\,b_{i0},\quad Z_E = \frac{1}{\Delta}\sum_{i=2}^{4} B_{i4}\,b_{i0}, \qquad (21)$$

în care:

$\Delta = B_{11} - B_{12} - B_{13} + B_{14}$, este determinantul matricei coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (20).

$B_{i1}, \ldots, B_{i4}$ $(i = 1,\ldots,4)$ — complemenţii algebrici ai coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (20).

Din ecuaţiile de echilibru se deduc, de asemenea, şi formulele :

$$X_A = -\frac{\left(\frac{2A}{2R+B}\,l_1 + 0{,}5\,l\right)\varphi}{(B-2\,l_1)\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}\,R_{1s} +$$

$$+\frac{\left[\frac{2A}{2R-B}(B-l_1)-0{,}5\,l\right]\varphi}{(B-2\,l_1)\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}}\,R_{1d} +$$

$$+\frac{l-l_s-\mu\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}\,Z_B, \qquad (22)$$

$$X_D = \frac{\left[\frac{2A}{2R+B}(B-l_1)+0{,}5\,l\right]\varphi}{(B-2\,l_1)\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}\,R_{1s} -$$

$$-\frac{\left(\frac{2A}{2R-B}\,l_1 - 0{,}5\,l\right)\varphi}{(B-2\,l_1)\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}}\,R_{1d} +$$

$$+\frac{l-l_s-\mu\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}\,Z_E. \qquad (23)$$

Celelalte reacţiuni dintre arcuri şi ramă se obţin cu relaţiile :

$$\left.\begin{aligned} &Y_{1s}=\frac{\varphi R_{1s}}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}},\quad Y_{1d}=\frac{\varphi R_{1d}}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}};\\ &X_B=\frac{(l-l_s)\,Z_B}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}},\quad X_E=\frac{(l-l_s)\,Z_E}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}};\\ &T_B=\frac{\mu\, r_s Z_B}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}},\quad T_E=\frac{\mu\, r_s Z_E}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}. \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

Regimul accelerării în curbă. Reacţiunile transversale dintre arcuri şi ramă au expresiile :

$$Y_{1s} = \frac{S_{1s}-\frac{2A}{2R+B}\,f\,R_{1s}}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}},\quad Y_{1d}=0. \qquad (25)$$

Ecuaţia matricială (20) rămîne valabilă şi pentru acest regim de mişcare, cu următoarele modificări la expresiile termenilor liberi :

$$b_{20} = R_{1s} - G_{01};$$

$$b_{30} = \frac{-2}{B-2\,l_1}\left[\frac{\frac{2A}{2R+B}(h_g-h_b-r)f}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}} + 0{,}5\,B\right] R_{1s} +$$

$$+\frac{2\,(h_g-h_b)}{(B-2\,l_1)\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}\,S_{1s};$$

$$b_{40} = \frac{1}{h_b}\left[\frac{(h_g-h_b-r)\,f}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}} - a\right] R_{1s} +$$

$$+\frac{\frac{2A}{2R+B}(h_g-h_b)}{h_b\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}\,S_{1s} + \frac{a}{h_b}\,G_{01}\,.$$

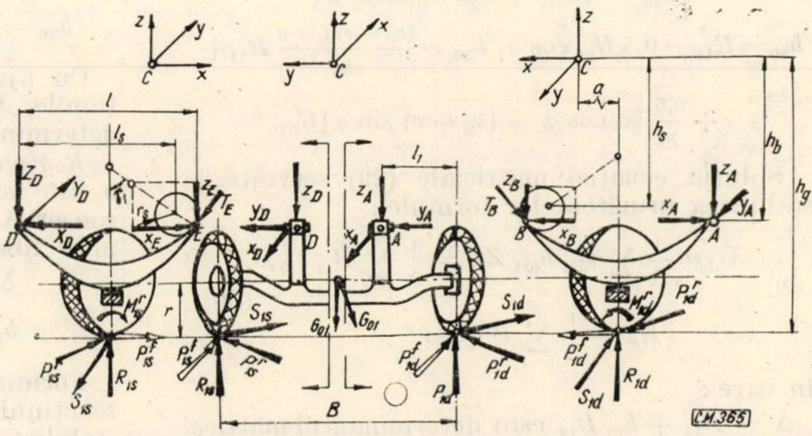


Fig. 6

Din ecuaţiile de echilibru dinamic al osiei din faţă se deduc formulele :

$$X_A=\frac{\left(\frac{2A}{2R+B}\,0{,}5\,l-l_1\right)f R_{1s}-\left(\frac{2A}{2R+B}\,l_1+0{,}5\,l\right)S_{1s}}{(B-2\,l_1)\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}+$$

$$+\frac{l-l_s-\mu\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}\,Z_B; \qquad (26)$$

$$X_D=\frac{-\left[\frac{2A}{2R+B}\,0{,}5\,l-(B-l_1)\right]f R_{1s}+\left[\frac{2A}{2R+B}(B-l_1)+0{,}5\,l\right]S_{1s}}{(B-2\,l_1)\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}+$$

$$+\frac{l-l_s-\mu\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}{\sqrt{r_s^2-(l-l_s)^2}}\,Z_E. \qquad (27)$$

Reacţiunile X_B, X_E, T_B şi T_E se determină cu relaţiile (24).

Regimul transmiterii forţei de tracţiune maxime. La deplasarea accelerată a autocamionului pe o rampă rectilinie de unghi α, admiţînd că centrul de greutate al osiei din faţă se află pe axa de rotaţie a roţilor şi ţinînd seamă de condiţiile :

$$\left.\begin{aligned} &R=\infty,\ \lambda=1,\ S_{1s}=S_{1d}=0,\ S_{2s}=S_{2a}=0,\\ &\qquad R_{1s}=R_{1d},\ R_{2s}=R_{2d};\\ &Y_A=Y_D=0,\ X_A=X_D,\ Z_A=Z_D,\ Z_B=Z_E; \end{aligned}\right\} \qquad (28)$$

ecuaţia matricială a echilibrului dinamic al osiei din faţă are structura:

$$\left\| \begin{matrix} 1 & 0 & b_{13} \\ 0 & 1 & b_{23} \\ 1 & b_{32} & b_{33} \end{matrix} \right\| \cdot \left\| \begin{matrix} X_A \\ Z_A \\ Z_B \end{matrix} \right\| = \left\| \begin{matrix} b_{10} \\ b_{20} \\ b_{30} \end{matrix} \right\|, \qquad (29)$$

în care:

$$b_{13} = b_{1s},\ b_{23} = b_{30},\ b_{30} = b_{53},\ b_{33} = b_{54},$$

$$b_{10} = fR_{1s} + 0{,}5\ G_{01} \sin \alpha;$$

$$b_{20} = R_{1s} - 0{,}5\ G_{01} \cos \alpha,\ b_{30} = \frac{(h_g - r) f - a}{h_b} R_{1s} +$$

$$+ \frac{0{,}5}{h_b} [a \cos \alpha + (h_g - r) \sin \alpha]\, G_{01}.$$

Soluţia ecuaţiei matriciale (29) serveşte la stabilirea următoarelor formule:

$$X_A = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^{3} B_{i1}\, b_{i0},\ Z_A = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^{3} B_{i2}\, b_{i0},$$

$$Z_B = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^{3} B_{i3}\, b_{i0}, \qquad (30)$$

în care:

$\Delta = B_{11} + b_{13} B_{13}$ este determinantul matricei coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (29);

$B_{i1}, \ldots, B_{i3}\ (i = 1,2,3)$ – complemenţii algebrici ai coeficienţilor necunoscutelor ecuaţiei (29).

Reacţiunile X_B, X_E, T_B, T_E se obţin cu formulele (24).

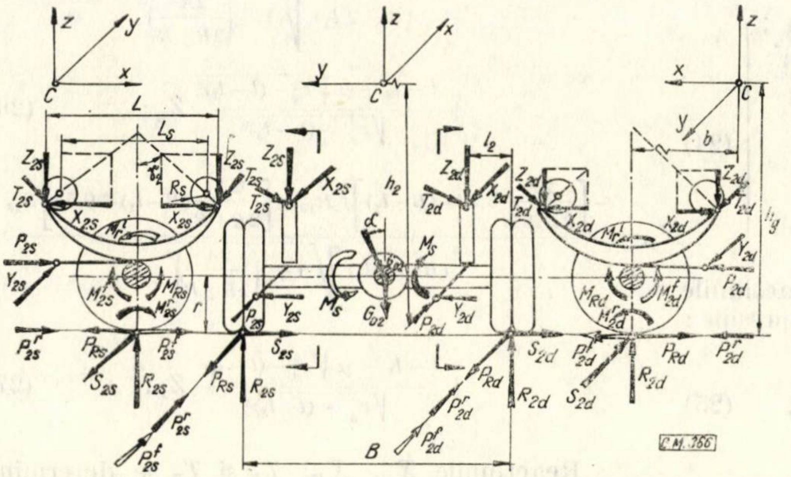


Fig. 7

Regimul frînării pe o cale orizontală. Ecuaţia matricială (29) rămîne valabilă şi în acest regim de mişcare. Singurele modificări apar la expresiile termenilor liberi.

a) La frînarea cu motorul decuplat, termenii liberi au expresiile:

$$b_{10} = \varphi^* R_{1s},\ b_{20} = R_{1s} - 0{,}5\ G_{01},$$

$$b_{30} = \frac{1}{h_b} [(\varphi^* h_g - a)\ R_{1s} + 0{,}5\ a\, G_{01}].$$

b) La frînarea cu motorul nedecuplat, termenii liberi au expresiile:

$$b_{10} = \varphi\ R_{1s},\ b_{20} = R_{1s} - 0{,}5\ G_{01},$$

$$b_{30} = \frac{1}{h_b} [(\varphi\ h_g - r\ f - a)\ R_{1s} + 0{,}5\ a\, G_{01}].$$

Cu ajutorul formulelor (30) se obţin reacţiunile X_A, Z_A, Z_B, iar cu formulele (24) se determină reacţiunile X_B, X_E, T_B, T_E.

Regimul mişcării – cu viteza maximă – pe o cale orizontală. Ecuaţia matricială (29) se conservă cu modificarea expresiilor termenilor liberi după cum urmează:

$$b_{10} = f\ R_{1s},\ b_{20} = R_{1s} - 0{,}5\ G_{01},$$

$$b_{30} = \frac{(h_g - r) f - a}{h_b} R_{1s} + 0{,}5 \frac{a}{h_b} G_{01}.$$

Formulele (30) servesc la determinarea reacţiunilor X_A, Z_A, Z_B, iar formulele (24) la stabilirea celorlalte reacţiuni dintre arcuri şi ramă.

Reacţiunile din legăturile arcurilor osiei din spate cu rama autocamionului

Pentru stabilirea forţelor care solicită suspensia osiei din spate a autocamionului se consideră că atît articulaţia, cît şi cercelul arcului semieliptic sînt înlocuite prin cîte o legătură de tip sanie şi că fixarea arcului pe ramă se face prin intermediul unei foi de arc (fig. 7).

Regimul derapării necontrolate în curbă. Reacţiunile transversale dintre arcuri şi ramă se determină cu relaţiile:

$$Y_{2s} = \varphi\ R_{2s},\ Y_{2d} = \varphi R_{2d}.$$

Ecuaţiile de echilibru dinamic al osiei din spate, deduse pe baza figurii 7, servesc la stabilirea următoarelor formule:

$$Y_2 = \varphi\ (R_{2s} + R_{2d}), \qquad (31)$$

$$P_{2s} = \frac{-\varphi L_s\ (R_{2s} + R_{2d}) + [(2 - \lambda)\ B - 2\ l_2]\ P_R}{2\ (B - 2\ l_2)}, \qquad (32)$$

$$P_{2d} = \frac{(\lambda\ B - 2\ l_2)\ P_R + \varphi\ L_s\ (R_{2s} + R_{2d})}{2\ (B - 2 l_2)}, \qquad (33)$$

$$Z_{2s} = \frac{\{[B - l_2 - \varphi\ (h_g - h_2)]\ R_{2s} - [l_2 + \varphi\ (h_g - h_2)]\ R_{2d} - 0{,}5\ (B - 2 l_2)\ G_{02}\} \sqrt{4 R_s^2 - (L - L_s)^2}}{2\ (B - 2\ l_2) \left[\mu\ (L - L_s) + \sqrt{4 R_s^2 - (L - L_s)^2}\right]}, \qquad (34)$$

$$Z_{2a} = \frac{\{[B - l_2 + \varphi\ (h_g - h_2)]\ R_{2d} - [l_2 + \varphi\ (h_g - h_2)]\ R_{2s} - 0{,}5\ (B - 2\ l_2)\ G_{02}\} \sqrt{4 R_s^2 - (L - L_s)^2}}{2\ (B - 2\ l_2) \left[\mu\ (L - L_s) + \sqrt{4 R_s^2 - (L - L_s)^2}\right]}, \qquad (35)$$

$$M_s = [(h_g - r) - h_2]\ P_R. \qquad (36)$$

Celelalte reacțiuni dintre arcuri și ramă se determină cu formulele:

$$\left.\begin{aligned} X_{2s} &= \frac{(L-L_s)\,Z_{2s}}{\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}, \quad X_{2d}=\frac{(L-L_s)\,Z_{2d}}{\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}\\ T_{2s} &= \frac{2\,\mu\,R_s\,Z_{2s}}{\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}, \quad T_{2d}=\frac{2\,\mu\,R_s\,Z_{s2}}{\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}} \end{aligned}\right\} \quad (37)$$

Regimul accelerării în curbă. Din ecuațiile de echilibru dinamic al osiei din spate se obțin formulele:

$$Y_2 = S_2, \qquad (38)$$

$$P_{2s}=\frac{-L_s\,S_2+[(2-\lambda)\;B-2\,l_2]\,\dfrac{i_0\,i_s\,M_{max}}{r}\,\eta_t-2f\,(B-l_2)\;R_{2s}+2\,f\,l_2\,R_{2d}}{2\,(B-2\,l_2)}, \qquad (39)$$

$$P_{2d}=\frac{(\lambda\;B-2\;l_2)\,\dfrac{i_0\;i_s\;M_{max}}{r}\,\eta_t+L_s\,S_2-2\,f\;(B-l_2)\;R_{2d}+2\,fl_2\,R_{2s}}{2\,(B-2\,l_2)}, \qquad (40)$$

$$Z_{2s}=\frac{\left[(B-l_2)\,R_{2s}-l_2\,R_{2d}-(h_g-h_2)\,S_2-0{,}5\,(B-2\,l_2)\,G_{02}\right]\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}{2\,(B-2\,l_2)\left[\mu\,(L-L_s)+\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}\right]}, \qquad (41)$$

$$Z_{2d}=\frac{\left[(B-l_2)\,R_{2d}-l_2\,R_{2s}+(h_g-h_2)\,S_2-0{,}5\,(B-2\,l_2)\,G_{02}\right]\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}{2\,(B-2\,l_2)\left[\mu\,(L-L_s)+\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}\right]}, \qquad (42)$$

$$M_s=[(h_g-r)-h_2]\cdot\left[\frac{i_0\;i_s\,M_{max}}{r}\,\eta_t-f\,(R_{2s}+R_{2d})\right]+\delta_1\,r\,\frac{G_a}{g}\cdot\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}. \qquad (43)$$

Reacțiunile X_{2s}, X_{2d}, T_{2s}, T_{2d} se determină cu formulele (37).

Regimul transmiterii forței de tracțiune maxime. Considerînd că centrul de greutate al osiei din spate se află pe axa de rotație a roților și ținînd seamă de condițiile (28), precum și de condițiile suplimentare:

$$Y_2 = S_2 = 0,\; Z_{2s} = Z_{2s},\; P_{2s} = P_{2d}, \qquad (44)$$

ecuațiile de echilibru dinamic al osiei din spate permit deducerea următoarelor formule:

$$P_{2s}=P_{2d}=\frac{i_0\,i_s^*\,M_{max}}{2\,r}\,\eta_t-f\,R_{2s}-0{,}5\;G_{02}\sin\alpha, \qquad (45)$$

$$Z_{2s}=Z_{2d}=$$

$$=\frac{(R_{2s}-0{,}5\;G_{02}\cos\alpha)\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}{2\left[\mu\,(L-L_s)+\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}\right]}, \qquad (46)$$

$$M_s=[(h_g-r)-h_2]\cdot\left[\frac{i_0\,i_s^*\,M_{max}}{r}\,\eta_t-2\,f\,R_{2s}-\right.$$

$$\left.-G_{02}\sin\alpha\right]+\delta_1\,r\,\frac{G_a}{g}\,\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}. \qquad (47)$$

Reacțiunile X_{2s}, X_{2d}, T_{2s}, T_{2d} se obțin cu formulele (37).

Regimul frînării pe o cale orizontală. a) La frînarea cu motorul decuplat, avînd în vedere

Tabela 1

G_a	8905 kgf	R	20 m	l_2	0,362 m	i_s^*	6,47
G_{01}	346 kgf	a	3,04 m	l	1,365 m	φ	0,75
G_{02}	745 kgf	b	0,96 m	l_s	1,336 m	φ^*	0,45
M_{max}	32 mkgf	r	0,464 m	r_s	0,25 m	f	0,02
J_z	3400 mkgfs²	h_g	1,16 m	L	1,45 m	δ_1	0,05
V	10 m/s	h_a	1,265 m	L_s	1,5 m	δ_2	0,05
V_{max}	22,2 m/s	h_s	0,41 m	R_s	0,25 m	λ	1,25
g	9,81 m/s²	h_b	0,575 m	F	3,5 m²	μ	0,1
A	4 m	h_2	0,611 m	i_0	8,21	k	0,06 kgfs²/m⁴
B	1,75 m	l_1	0,42 m	i_s	2,22	η_t	0,85

Tabela 2

Mărimile calculate	Regimul de mişcare al autocamionului					
	1	2	3	4,a	4,b	5
R_{1s}, kgf	2 145	1 945	272	1 660	2 852	1 040
R_{1d}, kgf	60	0	272	1 660	2 852	1 040
R_{2s}, kgf	6 700	3 830	4 180	2 790	1 600	3 410
R_{2d}, kgf	0	3 130	4 180	2 790	1 600	3 410
S_{1s}, kgf	—	1 060	—	—	—	—
S_2, kgf	—	3 540	—	—	—	—
P_R, kgf	6	1 066	3 110	—	—	281
V_d, m/s	12,1	—	—	—	—	—
$\frac{dv}{dt}$, m/s²	—	1	3,2	4,4	7,3	—
X_A, kgf	−1 349	− 892	6	765	2 175	28
X_D, kgf	1 677	1 146	6	765	2 175	28
Z_A, kgf	− 197	− 232	51	385	654	446
Z_B, kgf	38	− 165	48	1 090	2 145	412
Z_D, kgf	755	958	51	385	654	446
Z_E, kgf	990	1 025	48	1 090	2 145	412
Y_A, kgf	44	0	—	—	—	—
Y_D, kgf	1 585	1 038	—	—	—	—
X_B, kgf	4	− 19	6	126	249	48
X_E, kgf	115	119	6	126	249	48
T_B, kgf	4	− 17	5	109	215	41
T_E, kgf	99	102	5	109	215	41
P_{2s}, kgf	−3 670	−2 370	1 431	−1 255	−1 200	72
P_{2d}, kgf	3 675	3 290	1 431	−1 255	−1 200	72
Z_{2s}, kgf	3 030	910	1 925	1 220	620	1 530
Z_{2d}, kgf	− 23	2 230	1 925	1 220	620	1 530
Y_2, kgf	5 025	3 540	—	—	—	—
X_{2s}, kgf	− 305	− 91	− 194	− 123	− 62	− 154
X_{2d}, kgf	2	− 224	− 194	− 123	− 62	− 154
T_{2s}, kgf	305	91	194	123	62	154
T_{2d}, kgf	2	224	194	123	62	154
M_s, mkgf	0,51	99,8	317	− 305	−357,5	12,3

condiţiile (28) şi (44), din ecuaţiile de echilibru dinamic al osiei din spate se obţin formulele:

$$P_{2s} = P_{2d} = -\varphi^* R_{2s}, \tag{48}$$

$$Z_{2s} = Z_{2d} = \frac{(R_{2s}-0{,}5\, G_{02})\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}{2\left[\mu\,(L-L_s)+\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}\right]}, \tag{49}$$

$$M_s = -2\,\varphi^*\left[(h_g-r)-h_2\right] R_{2s} - \delta_1\, r\frac{G_a}{g}\cdot\frac{dv}{dt}. \tag{50}$$

b) La frînarea cu motorul nedecuplat, ţinînd seamă de condiţiile (7), (12 şi (30), din ecuaţiile de echilibru dinamic al osiei din spate se obţin formulele:

$$P_{2s} = P_{2d} = -\varphi\, R_{2s}, \tag{51}$$

$$Z_{2s} = Z_{2d} = \frac{(R_{2s}-0{,}5\, G_{02})\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}{2\left[\mu\,(L-L_s)+\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}\right]}, \tag{52}$$

$$M_s = -2\,\varphi\left[(h_g-r)-h_2\right] R_{2s} - \delta_1\, r\frac{G_a}{g}\cdot\frac{dv}{dt}. \tag{53}$$

Reacţiunile X_{2s}, X_{2d}, T_{2s}, T_{2d} se obţin cu formulele (37).

Regimul mişcării — cu viteza maximă — pe o cale orizontală. Avînd în vedere condiţiile (28) şi (44), din ecuaţiile de echilibru dinamic al osiei din spate se deduc relaţiile:

$$P_{2s} = P_{2d} = 0{,}5P_R - f\,R_{2s}, \tag{54}$$

$$Z_{2s}=Z_{2d} = \frac{(R_{2s}-0{,}5\, G_{02})\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}}{2\left[\mu(L-L_s)+\sqrt{4R_s^2-(L-L_s)^2}\right]}, \tag{55}$$

$$M_s = \left[(h_g-r)-h_2\right](P_R-2\,f\,R_{2s}). \tag{56}$$

Celelalte reacţiuni dintre arcuri şi ramă se determină cu formulele (37).

Aplicaţie numerică

Valorile numerice ale mărimilor ce intervin în calculul forţelor care solicită suspensia cu arcuri semieliptice progresive a autocamionului SR 113 sînt trecute în tabela 1.

Momentul de inerţie J_z al autocamionului, distanţa h_g de la centrul de greutate al autocamionului pînă la cale, precum şi coeficientul de aderenţă φ^* între roata blocată prin frînare şi cale, au fost determinate experimental.

Valorile numerice obţinute pentru reacţiunile căii asupra roţilor şi pentru reacţiunile din legăturile suspensiei cu rama autocamionului sînt trecute în tabela 2.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciudakov, E. A.* Teoria avtomobilia, Akademia nauk S.S.S.R., Moscova, 1961.

[2] *Demidovici, B. P.* şi *Maron, I. A.* Ocnovî vîcislitelnoi matematiki, Fizico-matematiceskoi literaturî. Moscova, 1960.

[3] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[4] *Untaru, M.* Teoria, calculul şi construcţia automobilului. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1961.

[5] *Zimelev, G. V.* Teoria avtomobilia. Moscova, Maşghiz-1950.

[6] Composita Springing (The Incorporation of Aeon Hollow Rubber Springs in Conventional Suspension Systems). In: Automobile Engineer, april 1958.

[7] Cary Laminaire Suspension (Ingenious Convertion System for Semi-Elliptic Springs, Providing a Progressive Rate Variation; Good Results Obtained on Comercial and Other Vehicles). In: Automobile Engineer, april 1960.

[8] *Rix, J.* Die Gummihohlfeder als Federungselement im Fahrzeugbau. In: ATZ, oct 1958.

[9] *Lustig, W.* Die M.A.N. — Pfessmüllwagen-System Ochsner. In: ATZ, dec 1965.

CZ 621.9-883 : 6.001.13

Proiectarea raţională a maşinilor-unelte agregat cu posibilitate rapidă de reglare pentru aplicarea tehnologiei de grup

Andrei ALBU, Gheorghe PETRICEANU, Eugen PAY şi Gligor ABRUDAN

În stadiul actual al dezvoltării tehnicii, al ritmului de creştere a producţiei în domeniul construcţiilor de maşini, se impune tot mai mult necesitatea unei revizuiri a tehnologiei de fabricaţie a produselor de serie, revizuire impusă atît de creşterea considerabilă a volumului producţiei (mărirea seriei de fabricaţie), cît şi de necesitatea continuă de reducere a preţului de cost.

Una din soluţiile de creştere simţitoare a productivităţii muncii, de îmbunătăţire a calităţii produsului şi de reducere a preţului de cost, este prelucrarea pieselor adecvate pe maşini-unelte agregat.

Acest procedeu asigură prin prelucrarea simultană a mai multor piese cu mai multe scule, executîndu-se faze multiple, o productivitate ridicată, prin timpi ajutători reduşi, rezultate în urma înaltului grad de automatizare a maşinilor agregat. Calitatea suprafeţelor pieselor prelucrate şi precizia acestora sînt de o înaltă valoare, deoarece se utilizează dispozitive adecvate care asigură acest lucru, fără a avea pretenţii deosebite faţă de construcţia maşinii. Aceste caracteristici sînt menţinute pe o durată lungă de exploatare.

Procesul tehnologic pe maşini-unelte agregat asigură menţinerea unui ritm constant de producţie, pe lîngă reducerea simţitoare a suprafeţei de producţie şi un preţ de cost redus al produsului.

O formă superioară de proiectare a proceselor tehnologice este organizarea prelucrării prin metoda tehnologiei de grup. Metoda prelucrării de grup constă în crearea unei metodologii de elaborare a proceselor tehnologice şi de proiectare a echipamentului şi a unor reglaje raţionale ale maşinilor-unelte, care să asigure cea mai rentabilă şi mai scurtă durată de pregătire tehnologică a fabricaţiei.

În condiţiile fabricaţiei de serie mică, introducerea tehnologiei de grup permite să se utilizeze metodele şi tehnica producţiei de serie mare sau de masă, rezultînd, prin urmare, ridicarea simţitoare a productivităţii muncii şi reducerea preţului de cost al produselor.

Întrucît prelucrarea de grup duce la mărirea apreciabilă a loturilor de piese, se creează condiţiile pentru utilizarea maşinilor-unelte agregat.

Utilizarea maşinilor-unelte agregat la prelucrarea de grup asigură, pe lîngă reducerea timpului de prelucrare, micşorarea cheltuielilor de proiectare şi reducerea costului echipamentului tehnologic. De asemenea, se asigură o productivitate ridicată datorită folosirii utilajului perfecţionat.

Folosirea maşinilor-unelte agregat normale (de construcţie clasică) în tehnologia de grup prezintă însă dezavantajul necesităţii schimbării capetelor multiax şi a dispozitivelor de fixare a pieselor, deci o problemă de proiectare, execuţie şi timp de montare, reglare etc.

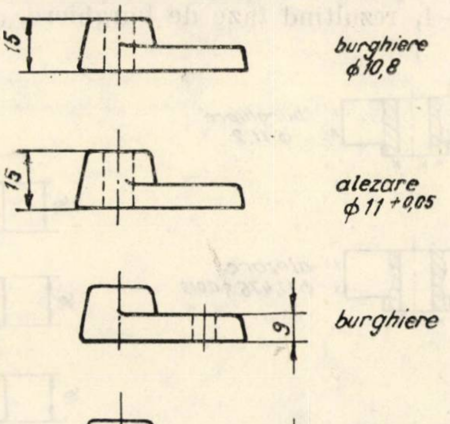


Fig. 1

În prezenta lucrare se propune proiectarea unor maşini-unelte agregat cu grad de universalitate lărgit, care numai prin reglare şi schimbarea sculelor asigură aplicarea tehnologiei de grup şi prin aceasta elimină dezavantajele amintite.

Condiții necesare. Pentru aplicarea procesului de prelucrare de grup, pe mașini agregat, este necesar a se efectua analiza tehnologiei de fabricație și a pieselor, pe operații și faze, precum și dispozitivele corespunzătoare în care piesele trebuie fixate. În urma acestei analize, după diferențierea și concentarea fazelor, piesele vor fi grupate în grupe unitare. La baza proiectării mașinilor vor sta condițiile tehnologice impuse de aceste grupe unitare.

Pe baza unui studiu efectuat asupra unor piese componente ale mașinii de cusut „Casnica" — Cugir s-a analizat diferențierea fazelor și a operațiilcr aferente, ilustrate în figurile 1—4, rezultînd faze de burghiere, alezare primară, alezare fină, lamare, adîncire, tarodare, frezare și rectificare. Operațiile de frezare și de rectificare nu au fost luate în considerare din cauza utilajului special și a timpilor de bază foarte mari, raportați la operațiile sau fazele anterioare.

Avînd la bază diferențierea fazelor și analizînd toate condițiile impuse acestora (precizie dimensională, precizie de formă, condiții de paralelism, regimuri de așchiere, calitatea suprafeței etc.), s-a efectuat, de la piesă la piesă, concentrarea fazelor, rezultînd planurile de operații pentru prelucrarea de grup a pieselor pe mașini-

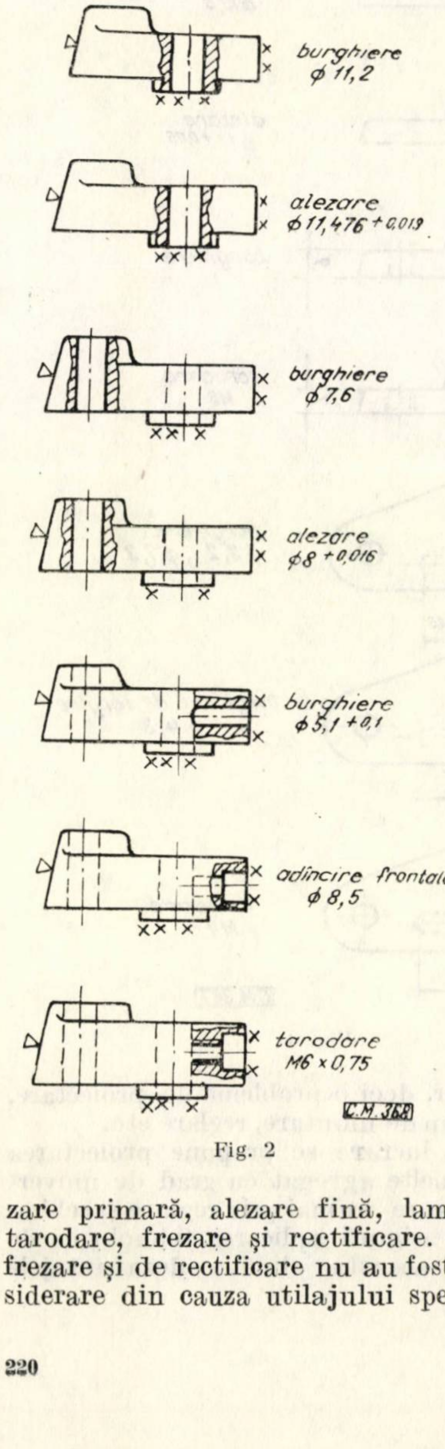

burghiere
ϕ 11,2
alezare
ϕ 11,476 + 0,019
burghiere
ϕ 7,6
alezare
ϕ 8 + 0,016
burghiere
ϕ 5,1 + 0,1
adîncire frontală
ϕ 8,5
tarodare
M6 × 0,75
C.M. 368

Fig. 2

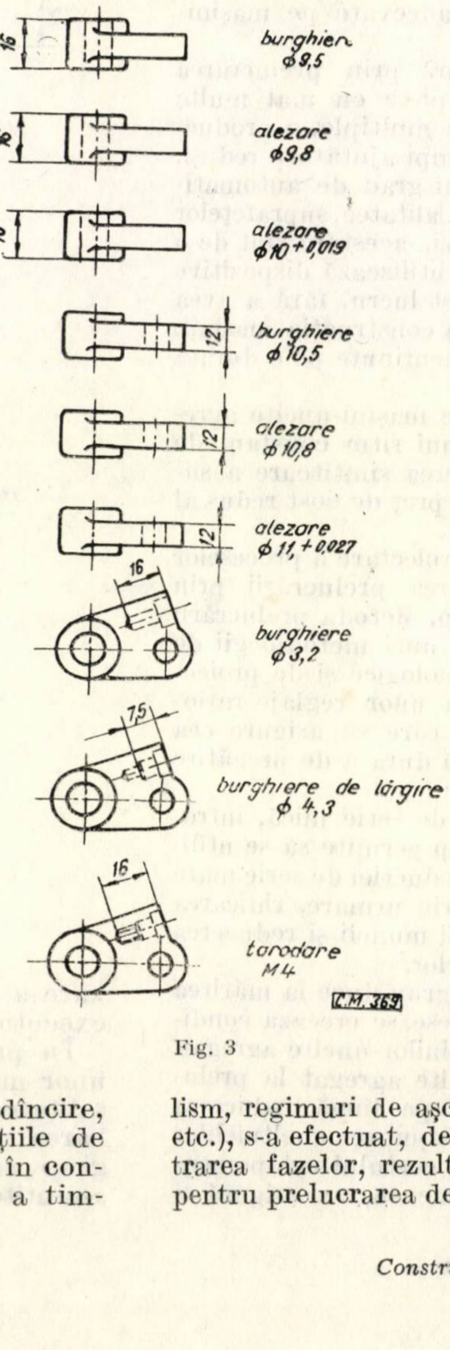

16
burghien
ϕ 9,5
16
alezare
ϕ 9,8
16
alezare
ϕ 10 + 0,019
12
burghiere
ϕ 10,5
12
alezare
ϕ 10,8
12
alezare
ϕ 11, + 0,027
16
burghiere
ϕ 3,2
7,5
burghiere de lărgire
ϕ 4,3
16
tarodare
M4
C.M. 369

Fig. 3

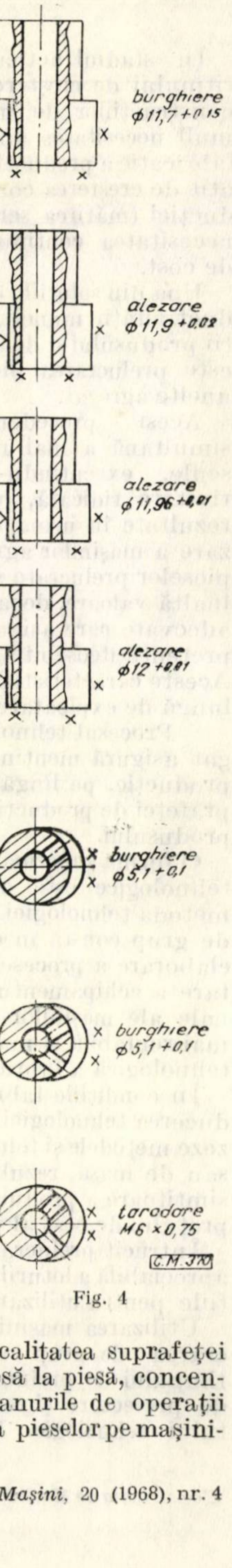

burghiere
ϕ 11,7 + 0,15
alezare
ϕ 11,9 + 0,02
alezare
ϕ 11,96 + 0,01
alezare
ϕ 12 + 0,01
burghiere
ϕ 5,1 + 0,1
burghiere
ϕ 5,1 + 0,1
tarodare
M6 × 0,75
C.M. 370

Fig. 4

unelte agregat, conform fişelor tehnologice reprezentate în anexa 1—4.

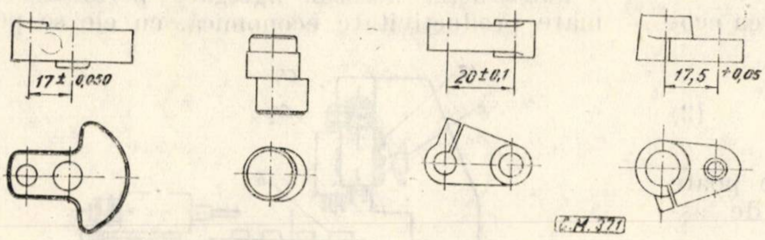


Fig. 5

În urma analizei diferenţierii şi concentrării fazelor de prelucrare a pieselor de la maşina de cusut considerată s-au format două grupe unitare reprezentate în figura 5 şi figura 6, care, avînd caracteristici dimensionale şi tehnologice apropiate, pe grupe, au permis elaborarea unei tehnologii de grup şi preconizarea construcţiei unor maşini-unelte agregat cu mare elasticitate tehnologică.

Prelucrarea în grup a pieselor. Procesul tehnologic de prelucrare în grup a pieselor pe maşini-unelte agregat indică o înaltă productivitate, fapt ilustrat şi pe baza datelor din fişele tehnologice din tabelele 1—4. Această productivitate luată individual pe fiecare piesă depăşeşte cu mult necesitatea actuală a producţiei în ceea ce priveşte fabricaţia de maşini de cusut, deci este raţional şi economic de a se proiecta şi construi maşini-unelte agregat cu posibilităţi tehnologice de prelucrare în grup.

Pentru a ilustra avantajele prelucrării de grup pe maşini-unelte agregat este suficient dacă se analizează unul dintre factorii principali ai productivităţii muncii, şi anume — coeficientul de creştere a productivităţii.

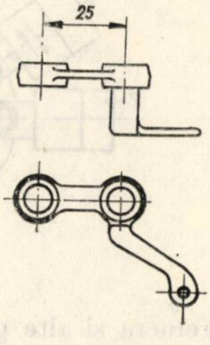


Fig. 6

Coeficientul de creştere a productivităţii muncii va fi cu atît mai mare cu cît timpul ajutător pe maşina automată va fi mai mic.

În cazul realizării mişcărilor auxiliare cu masă sau tambure indexate, relaţia coeficientului de creştere a productivităţii muncii este [4]:

$$k_{op\ real} = \frac{\sum \frac{1}{k_{Ti}} \cdot t_{bi\ agr} + t_{au}}{\frac{1}{k_b} \sum t_{bi\ agr}}, \qquad (1)$$

unde:

$$k_{Ti} = \left(\frac{T_{agr \cdot i}}{T_{ui}} \right)^m$$

$T_{agr.i}$ — durabilitatea sculei pe maşina agregat;

T_{ui} — durabilitatea aceleiaşi scule pe maşina universală;

m — coeficientul durabilităţii relative;

$$k_b = \frac{\Sigma\, t_{bi}}{t_{b\ lim}};$$

t_b — creşterea productivităţii datorită timpului de bază (în funcţie de numărul de scule care lucrează simultan);

Σt_{bi} — suma timpilor de bază ai tuturor fazelor;

$t_{b\ lim}$ — timpul de bază al operaţiei celei mai lungi;

$t_{bi\ agr}$ — timpul de bază pentru maşina agregat;

t_{au} — timpul ajutător pentru maşina universală.

Din relaţia (1) se observă că creşterea productivităţii are loc o dată cu scăderea coeficientului k_{Ti}. Pe baza datelor trecute în fişele tehnologice din tabelele 1—4 rezultă o serie de valori ale coeficientului de creştere a productivităţii.

Pentru valorile $\sum t_{bi} = 2{,}838$ min, $t_{b\ lim} = 0{,}95$ min, $k_b = 2{,}98$ şi $\sum t_{au} = 0{,}173$ min, rezultă valoarea coeficientului de creştere a productivităţii muncii: $k_{op\ real_1} = 1{,}69$.

Pentru $\sum t_{bi} = 5{,}732$ min, $t_{b\ lim} = 3{,}070$ min, $k_b = 1{,}87$ şi $\sum t_{au} = 0{,}076$ min, rezultă $k_{op\ real_2} = 2{,}35$.

Pentru valorile $\sum t_{bi} = 1{,}583$ min, $t_{b\ lim} = 0{,}592$ min, $k_b = 2{,}680$, $\sum t_{aa} = 0{,}133$ min, se obţine $k_{op\ real_3} = 1{,}64$.

Astfel, pentru $\sum t_{bi} = 1{,}326$ min, $t_{b\ lim} = 0{,}295$ min, $k_b = 4{,}494$ şi $\sum t_{aa} = 0{,}133$ min, rezultă $k_{op\ real_4} = 2{,}69$.

Valoarea coeficientului de creştere a productivităţii k_b din expresia (1) depinde în mare măsură de timpul de bază al operaţiei celei mai lungi, care, la rîndul său, este o funcţie a regimului de aşchiere.

La determinarea regimului de aşchiere se are în vedere durabilitatea economică a sculelor, considerînd prelucrarea simultană cu mai multe scule.

În cazul prezentat în lucrare, prelucrarea are loc cu mai multe scule simultan pe mașina agregat; sculele sînt confecționate din același material (RW 180 – tabelele 1–4).

În acest caz se determină durabilitatea economică $T_{e\,agr}$ după relația:

$$T_{e\,agr} - (m-1)\left[\tau_s + \frac{C_{se}}{C_a\,(l+r)}\right]. \qquad (2)$$

Considerînd $T_{e\,agr}$ determinată (2), se poate calcula pentru sculă viteza economică de așchiere:

$$v_e = \frac{C_v}{t^{x_v}\, s^{y_u} \sqrt[n]{T_{e\,agr}}}. \qquad (3)$$

Din valoarea vitezei economice găsite cu relația (3) se determină viteza economică pentru scula cea mai solicitată:

$$l = \left(\frac{v_{0e}}{v_{1e}}\right)^m + \frac{v_{0e}}{v_{2e}}^m + \cdots \qquad (4)$$

Cunoscînd v_{0e} și luînd în considerare scula cea mai solicitată, se determină:

$$k_v = \frac{v_{1e}}{v_{0e}}. \qquad (5)$$

Cu ajutorul valorii lui k_v se poate determina durabilitatea economică din punctul de vedere al costului sculei celei mai mult solicitate:

$$T_{0s} = (k_v)^m\, T_{e\,agr}, \qquad (6)$$

în care $T_{e\,agr}$ este durabilitatea sculei celei mai solicitate, determinată anterior cu relația (2).

În expresiile (2)–(6) au fost utilizate următoarele notații:

$T_{e\,agr}$ – durabilitatea economică a tăișului sculei, min;
T_{0s} – durabilitatea economică corespunzătoare sculei celei mai mult solicitate, min;
m – exponentul duratei continue de așchiere;
τ_s – timpul necesar schimbării sculelor, min;
C_{se} – costul sculei raportat la durata între două ascuțiri, lei;
C_a – costul ascuțirii sculei, lei;
l – lungimea așchierii, mm;
r – coeficientul de regie al uzinei, %;
v_e – viteza economică de așchiere, m/min;
$v_{1e}, v_{2e} v_{3e}$ – viteza de așchiere la prelucrare cu o singură sculă, m/min;
v_{0e} – viteza economică pentru scula cea mai solicitată, m/min;
s – avansul, mm/rot;
t – adîncimea de așchiere, mm.

Avînd în vedere cele de mai sus și posibilitatea de grupare a pieselor în grupele unitare reprezentate în figurile 5 și 6, se propune prelucrarea acestora pe cîte o mașină agregat de construcție specială, reprezentată în figurile 7 și 8.

Construcția acestor agregate permițînd o mare productivitate economică, cu ele se pot prelucra și alte piese în afară de cele indicate în grupele unitare, piese care au forme și dimensiuni apropiate, de asemenea și faze asemănătoare.

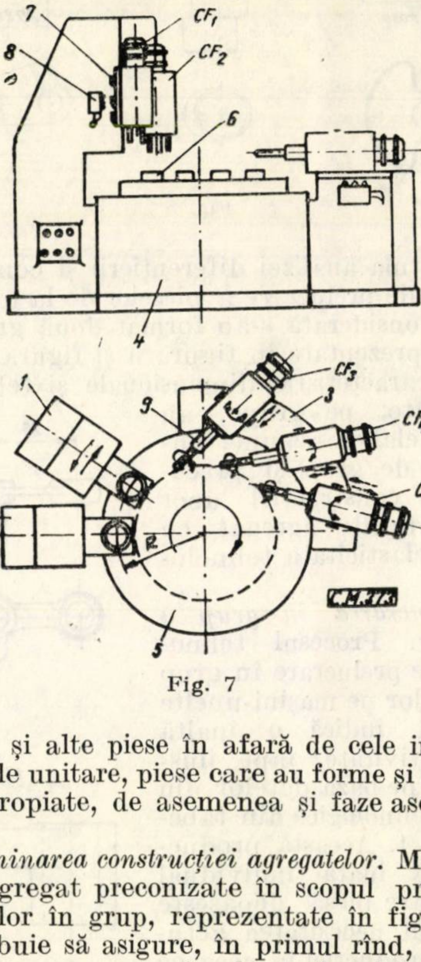


Fig. 7

Determinarea construcției agregatelor. Mașinile-unelte agregat preconizate în scopul prelucrării pieselor în grup, reprezentate în figurile 5 și 6, trebuie să asigure, în primul rînd, posibilitatea de a executa fazele de burghiere, alezare, adîncire, lamare și tarodare, simultan sau consecutiv, cu același cap de forță sau cu capete independente.

Pentru a putea prelucra piese asemănătoare cu faze identice sau asemănătoare, dar cu dimensiuni axiale diferite (fig. 5 și 6), aceste mașini trebuie, prin execuție, să asigure o posibilitate de reglare între poziția capetelor de forță CF_1 și CF_2 (fig. 7 și 8).

Prin această reglare se vor obține pasuri diferite, de la caz la caz, pentru diferite distanțe axiale ale alezajelor pieselor, deci și unghiul de indexare a mesei rotative va fi funcție de această distanță axială.

Reglarea se face prin rotirea capului CF_1 în jurul axei de rotație a mesei indexate. Astfel, arborii portsculă ai unității de lucru CF_1 (fig. 7) pot ocupa diferite poziții ca distanțe axiale față de arborii portsculă ai unității CF_2. Axele de rotație ale arborilor portsculă de la ambele unități se găsesc pe un cerc cu raza R. Această poziție este păstrată pentru orice valoare a reglării unghiulare a unităţii de lucru CF_1. Datorită acestei caracteristici constructive a maşinii, amplasarea pieselor pe masa indexată trebuie astfel făcută încît alezajele axiale care

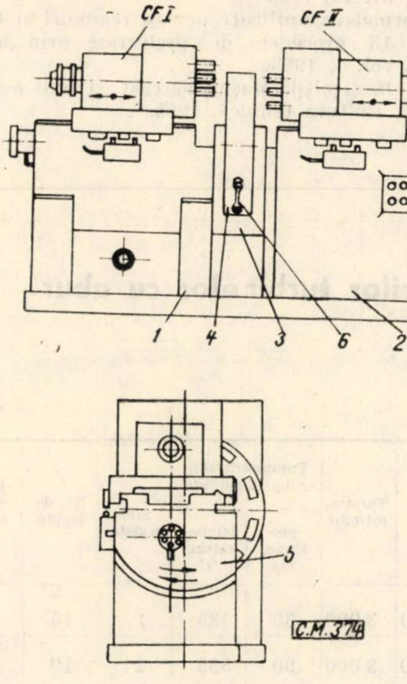


Fig. 8

se supun prelucrării să se situeze cu centrul geometric pe cercul cu raza R.

După cum rezultă din planurile de operaţii (tabelele 1—4) cu unităţile verticale CF_1, respectiv CF_2 se acţionează simultan asupra mai multor piese realizînd faze diferite pentru alezaje identice la aceeaşi unitate de lucru.

Avînd această posibilitate de reglare, ele vor putea prelucra piese diferite, cu limitele de dimensiuni axiale stabilite de proiectant. De asemenea, este posibilă reglarea poziţiilor capetelor de forţă CF_3, CF_4, şi CF_5.

Reglarea acestora se poate face prin rotirea în jurul unei axe verticale, astfel încît axa arborilor de lucru poate ajunge dintr-o poziţie limită tangentă la cercul cu raza R, în alta radială sau chiar simetric opusă (în cazuri particulare).

O a doua posibilitate de reglare a poziţiei relative a capetelor este pe direcţia axei de rotaţie a arborelui de lucru.

Prin aceste posibilităţi de reglare, în planul orizontal se pot realiza prelucrări ale suprafeţelor, plasate în diferite poziţii în corpul piesei.

În tabelele 1—4 sînt reprezentate fazele de prelucrare a unui grup de patru piese de la maşina de cusut considerată, pe acelaşi tip de maşină-unealtă agregat. Din planurile de operaţii se observă că un acelaşi cap de forţă acţionează simultan asupra a două sau trei piese, fixate individual în dispozitivul de strîngere care permite un acces liber al sculelor la suprafeţele de prelucrat. Centrarea şi ghidarea precisă a sculelor se asigură prin intermediul unor plăci de ghidare cu care se prevăd capetele de forţă. În cazuri particulare, cînd precizia pretinde acest lucru, se poate realiza o centrare suplimentară între placa de ghidare şi dispozitivul de strîngere sau chiar acesta din urmă să dispună de suprafeţele de ghidare (centrare).

În planurile de operaţii sînt trecute şi schemele de deplasare în cursa de apropiere rapidă (1—2), cursa de lucru (2—3) şi cursa de retragere rapidă (3′—1′) a capetelor de forţă, de la fază la fază.

Adoptînd construcţia maşinii agregat cu masă indexată, este posibilă executarea unui număr mare de faze şi în acelaşi timp se elimină, total sau parţial, timpul necesar pentru încărcarea şi descărcarea maşinii cu piese semifabricate.

Cinematica acţionării capetelor de forţă nu prezintă particularităţi deosebite, nici din punctul de vedere al mişcărilor principale şi nici ale celor de avans, apropiere sau retragere rapidă

Mişcările principale sînt realizate pe cale mecanică, avînd ca sursă de acţionare electromotoare, iar mişcările de avans sînt cu acţionare hidraulică sau mecanică.

Construcţia agregatelor nu reclamă organe sau subansambluri de construcţie specială — se pot utiliza cele tipizate; de asemenea, elementele care intră în circuitele hidraulice sau electrice de acţionare şi comandă sînt tipizate sau standardizate.

Din cele descrise rezultă că pot fi realizate astfel de maşini-unelte agregat, care pot prelucra piese formînd grupe unitare tehnologice fără modificarea capetelor multiax, ci printr-o reglare corespunzătoare a poziţiilor capetelor de forţă prevăzute cu capete multiax proiectate în mod corespunzător. Dispozitivele de fixare a pieselor vor avea, pe cît posibil, un caracter universal, iar poziţia lor pe masa indexată se reglează în funcţie de caracteristicile dimensionale ale pieselor prelucrate.

Avantajele proiectării unor maşini-unelte agregat cu posibilitate rapidă de reglare pentru aplicarea tehnologiei de grup se reflectă prin lipsa necesităţii proiectării, execuţiei, montării şi demontării capetelor multiax pentru fiecare gen de piesă în parte ; creşterea substanţială a productivităţii muncii ; reducerea preţului de cost al produsului ; reducerea suprafeţei de producţie ; reducerea numărului de muncitori ; îmbunătăţirea condiţiilor de muncă şi asigurarea unei calităţi superioare a produsului sub aspect dimensional, formă şi calitate a suprafeţei prelucrate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[2] *Mihaly, F. A* gazdaságos éltavtalam meghatàrozása több egyldejüleg dolgozó forgácsoló szerszám esetén. In : Gép, nr. 12, 1962.

[3] * * * Normative unificate pentru regimuri şi timp de lucru la 13 procedee de prelucrare prin aşchiere. M.M.C.M. vol. I, 1963.

[4] *Manoliu, R.* şi alţii. Maşini agregat şi linii automate. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

CZ 621.165

Contribuţii la problema pretensionării discurilor turbinelor cu abur

Mircea CÂRDU

Metoda de reducere a dimensiunilor şi greutăţilor elementelor componente ale maşinilor prin introducerea unor tensiuni iniţiale de sens contrar celor care apar în timpul funcţionării acestora, în scopul micşorării celor din urmă, îşi găseşte o aplicare importantă în cazul pretensionării discurilor turbinelor cu abur cu acţiune.

În fabricaţia de turbine cu abur a Uzinei de construcţii de maşini Reşiţa, această metodă a fost aplicată pentru prima dată la turbine cu condensaţie şi două prize reglate tip CSL 12, care are următoarele caracteristici principale : presiunea aburului la admisie — 90 ata, temperatura aburului la admisie — 535°C, presiunea la priza industrială — 8 —13 ata, presiunea la priza de termoficare — $0{,}7 \div 2{,}5$ ata, puterea nominală la bornele generatorului — 12 MW, turaţia — 3 000 rot/min.

Turbina se compune dintr-o treaptă de reglare dublă (Curtis) urmată de 18 trepte cu acţiune împărţite astfel : în partea de înaltă presiune — treapta de reglare şi 6 trepte cu acţiune ; în partea de medie presiune — 7 trepte cu acţiune ; în partea de joasă presiune — 5 trepte cu acţiune.

Cu excepţia treptei de reglare, discurile tuturor celorlalte trepte sînt pretensionate şi fixate pe arbore prin fretare la cald. La discul treptei de reglare nu a putut fi aplicată pretensionarea din cauza condiţiilor deosebit de grele de funcţionare a acestuia, dintre care este de subliniat în mod special temperatura de regim ridicată.

Ca urmare a aplicării discurilor pretensionate, dimensiunile şi greutatea rotorului turbinei CSL 12 au fost mult reduse în raport cu o construcţie de tip clasic. În tabela 1 este evidenţiat acest lucru, prin comparaţie cu o turbină cu puterea de 6 000 kW al cărei rotor este prevăzut cu discuri de construcţie clasică (nepretensionate).

Tabela 1

Tipul turbinei	Puterea, kW	Turaţia, rot/min	Parametrii aburului la admisie		Nr. de prize reglate	Nr. de trepte	Lungimea totală a rotorului, mm
			presiune, ata	temperatura, °C			
AS6-1	6 000	3 000	35	435	1	15	4 006,5
CSL12	12 000	3 000	90	535	2	19	4 309

Se observă că, deşi turbina CSL 12 are un număr de 19 trepte în raport cu 15 cît are turbina AS 6 —1, lungimea rotorului ei este numai cu circa 300 mm mai mare decît rotorul turbinei AS 6 —1, cu toate că mai are faţă de aceasta şi o priză reglată în plus. Aceasta se datoreşte faptului că discurile pretensionate au lăţimea butucului mai mică în raport cu discurile de construcţie clasică, ca urmare a reducerii solicitărilor în timpul funcţionării.

Solicitarea tangenţială maximă în discul pretensionat este de 1 450 kgf/cm^2, în raport cu 1 809 kgf/cm^2, cît este solicitarea discului de comparaţie de la turbina AS 6 —1, cu toate că încărcarea pe periferie a discului pretensionat este mai mare avînd montate palete cu lungimea părţii active de 64 mm, în timp ce paletele montate pe discul de comparaţie au lungimea medie a părţii active de 36 mm.

În acest fel pentru turbina CSL 12 (37 288 kgf — fig. 1,*b*) s-a obţinut o construcţie ale cărei dimensiuni de gabarit şi greutate nu diferă cu mult faţă de turbina AS 6 —1 (36 989 kgf — fig. 1, *a*), aşa după cum se observă şi în figura 1, deşi puterile lor diferă de la simplu la dublu, iar turbina CSL 12 are, aşa după cum s-a mai arătat, o priză reglată în plus faţă de turbina AS 6 —1.

Performanţele superioare ale turbinei CSL 12 se datoresc atît soluţiei de construire a rotorului cu discuri pretensionate, cît și altor soluții constructive moderne, cum ar fi : sistemul de reglaj „bloc'' foarte compact, distribuția aburului la prizele reglate prin diafragme rotative etc.

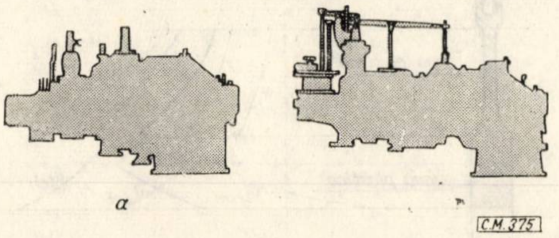


Fig. 1

Pe lîngă reducerea dimensiunilor și greutăților întregii mașini, pretensionarea discurilor turbinelor cu abur prezintă și alte avantaje, care vor fi arătate pe scurt în cele ce urmează.

Pretensionarea discurilor de turbină. Se știe că în mod obișnuit în discurile de turbină apar în timpul funcționării solicitări tangențiale (σ_t) și radiale (σ_r) a căror variație pe rază au alura din figura 2. Solicitările tangențiale înregistrează valori mai mari decît cele radiale și deci ele sînt cele care dictează starea de tensiune a discului atunci cînd se face alegerea materialului, coeficientul de siguranță etc. Solicitarea tangențială maximă apare în fibra de material vecină cu alezajul discului, iar înspre periferie scade continuu, cu un salt în zona de trecere de la butuc la pînza discului rezultat din diferența mare între grosimile acestora.

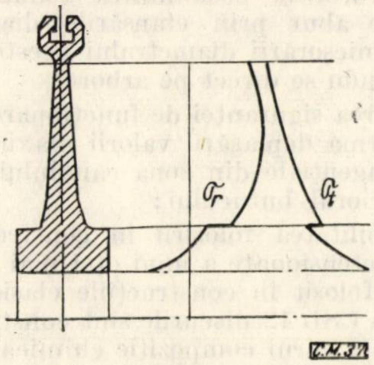


Fig. 2

Solicitările mari care apar în aceste discuri, precum și avariile grave care pot apare prin ruperea lor, impun folosirea unor oțeluri aliate de foarte bună calitate. La turbinele cu puteri pînă la 10 MW construite la U.C.M. Reșița se folosește în acest scop un oțel aliat ale cărui compoziție chimică și caracteristici mecanice sînt indicate în tabelele 2 și 3.

Spre deosebire de discurile de construcție clasică, la care valoarea solicitărilor se găsește sub limita de curgere a materialului în raportul coeficientului de siguranță, la discurile pretensionate se produce în mod artificial, înainte de fixarea lor pe arbore, o stare de tensiune prin care — într-o anumită zonă din butuc începînd de la fibrele vecine cu alezajul, spre periferie, depășindu-se limita de curgere a materialului — se produce o deformare plastică a acestuia. În stare liberă, în această zonă a discului apare o solicitare de compresiune, datorită faptului că fibrele exterioare zonei respective, a căror întindere în timpul pretensionării nu a depășit domeniul elastic, tind să readucă materialul din zona plastică la dimensiunile inițiale, exercitînd asupra acestuia o acțiune de „strîngere''. În timpul rotirii discului în funcționare, solicitările de întindere, care apar datorită forței centrifuge și serajului acestuia pe arbore, sînt micșorate cu valoarea solicitărilor de compresiune existente în discul pretensionat și, ca urmare, lățimea butucului acestuia poate fi redusă, respectiv pentru construcția lui poate fi folosit un oțel cu caracteristici mecanice mai reduse, deci mai slab aliat.

Pretensionarea discurilor se poate face pe trei căi, și anume : prin presiune, prin deformare termică și prin supraturare. La pretensionarea prin presiune, se creează printr-un mijloc oarecare (presare directă pe un arbore la rece, sau montarea pe un arbore dintr-un material cu coeficient de dilatare mai mare decît materialul discului și încălzire ulterioară) o pre-

Tabela 2

Elemente, %									
C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	S	P	S+P	Cu
0,30–0,38	0,17–0,37	0,40–0,70	1,40–1,70	0,15–0,25	1,40–1,70	maximum 0,030	maximum 0,030	—	maximum 0,030

Tabela 3

Limita de curgere σ_c *min*, kgf/mm²	Rezistența de rupere σ_r *min*, kgf/mm²	Alungirea la rupere δ_5*min*, %	Gîtuirea la rupere *z min*, %	Reziliența KCu 30/2 min, kgfm/cm²	Duritatea Brinell HB	Unghiul de îndoire α grd
75	90	13	40	6	270–350	120

siune în alezajul discului, care cauzează deformarea plastică a fibrelor interioare.

Dezavantajul acestei metode constă în faptul că necesită o instalație de presare voluminoasă și greoaie, iar solicitările de compresiune inițiale sînt mai mici în raport cu cele obținute prin metoda supraturării, de exemplu, și deci reducerea solicitărilor care apar în timpul funcționării discului este mai puțin importantă.

Pretensionarea prin deformare termică constă în crearea unui cîmp de temperatură în disc, adecvat unor deformări prin dilatare variabile de la alezajul interior spre periferie, corespunzător cu necesitatea apariției, la răcire, a unei zone plastice în butuc de mărimea și cu solicitările de compresiune dorite. Deși, din punctul de vedere al stării de pretensionare a discului, această metodă este foarte eficace, dificultățile tehnice, pe care le implică crearea cîmpului de temperaturi dorit, fac ca ea să nu poată fi folosită în mod obișnuit în industrie.

Metoda de pretensionare utilizată în mod general în prezent constă în supraturarea (rotire cu o turație mult mai mare decît cea de funcționare în turbină) discului pînă la o valoare a turației căreia îi corespund solicitări în butucul discului ce depășesc limita de curgere a materialului. În funcție de forma geometrică, dimensiunile și caracteristicile mecanice ale materialului discului, se poate determina prin calcul turația de rotire necesară pentru obținerea unei zone plastice pînă la limita dorită. În figura 3 este reprezentată variația solicitărilor în disc pentru diverse situații înainte și după pretensionarea prin supraturare (pentru claritatea desenului au fost reprezentate numai solicitările tangențiale).

Din figura 3 (σ_{tel} — solicitarea elastică la supraturare, $\sigma_{t\,rem}$ — solicitare remanentă în discul pretensionat în repaus, $\sigma_{t\,nom}$ — solicitare elastică la turația de funcționare, σ_{tef} — solicitare efectivă în discul pretensionat la turația de funcționare; $\sigma_{tef} = \sigma_{t\,nom} + \sigma_{t\,rem}$) se observă că solicitarea tangențială maximă care apare în timpul funcționării la un disc pretensionat are o valoare mult mai mică decît în cazul cînd discul ar funcționa în stare nepretensionată și pe de altă parte variația acestei solicitări este de așa natură încît tensiunea maximă apare în interiorul butucului, spre deosebire de discul de construcție clasică, la care solicitarea tangențială maximă apare în fibra vecină cu alezajul interior unde se găsește situat canalul de pană, care constituie un concentrator de tensiune.

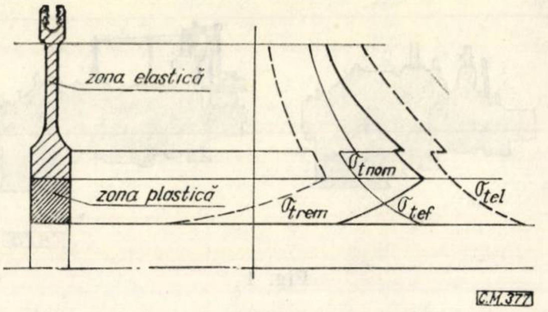


Fig. 3

Avînd în vedere cele arătate se pot evidenția următoarele avantaje ale folosirii discurilor pretensionate în construcția turbinelor cu abur:

— dimensiuni reduse ale discurilor (în lățime) care permit reducerea dimensiunilor întregului rotor și posibilitatea reducerii pierderilor de abur prin etanșările diafragmelor în urma micșorării diametrului acestora, etanșarea făcîndu-se direct pe arbore;

— mărirea siguranței de funcționare a discurilor în urma deplasării valorii maxime a solicitării tangențiale din zona canalului de pană spre interiorul butucului;

— posibilitatea folosirii în construcția discurilor pretensionate a unui oțel mai slab aliat decît cel folosit în construcțiile clasice; astfel la turbina CSL 12 discurile sînt construite dintr-un oțel a cărui compoziție chimică și caracteristici mecanice sînt indicate în tabelele 4 și 5.

Tabela 4

Elemente, %									
C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	S	P	S+P	Cu
0,30—0,40	0,17—0,37	0,40—0,70	0,90—1,30	0,20—0,30	maximum 0,50	maximum 0,035	maximum 0,030	maximum 0,060	maximum 0,25

Tabela 5

Limita de curgere σ_c, kgf/mm²	Rezistența de rupere σ_r min, kgf/mm²	Alungirea la rupere δ_5 min, %	Gîtuirea la rupere z min, %	Reziliența KCu 30/2 min, kgf m/cm²	Duritatea Brinell HB	Unghiul de îndoire α, grd
47—55	70	15	35	5	210—270	150

Din compararea datelor cuprinse în tabelele 2 și 4 rezultă că elementele de aliere scumpe (Cr și Ni) care intră în compoziția oțelurilor respective diferă cantitativ destul de mult (în special Ni) și deci oțelul folosit în construcția discurilor pretensionate are un preț de cost mai redus.

Calculul solicitărilor și al deformațiilor discurilor pretensionate, precum și al turațiilor de supraturare ale acestora, se face pornindu-se de la ecuația diferențială a stării de echilibru a discului, folosită și în calculul discurilor de construcție clasică și introducînd criteriul de plasticitate. Descrierea amănunțită a calculelor se găsește în literatura de specialitate indicată în bibliografie, iar în ceea ce privește criteriul de plasticitate este de menționat că, după indicațiile acestei literaturi, rezultatele cele mai apropiate de realitate se obțin admițînd condiția de plasticitate a lui Saint-Venant bazată pe teoria tensiunilor tangențiale maxime constante. În acest caz se admite ipoteza valabilității diagramei caracteristice a oțelului (σ, ε) idealizate, la care deci deformarea plastică se desfășoară după o dreaptă orizontală ($\sigma_t = \sigma_c =$ const.).

Instalația de supraturare a discurilor în vederea pretensionării se compune, în principiu, dintr-o turbină cu abur care antrenează cu turația dorită dispozitivul pe care se găsește fixat discul, ventilele de admisie a aburului prevăzute cu posibilitate de închidere rapidă, instalația de ungere a lagărelor, aparatura de măsurare a turației și un blindaj de siguranță pentru eventuale cazuri de rupere a discurilor în timpul supraturării. În figura 4 este reprezentată schematic o astfel de instalație (*1* — turbină cu abur, *2* — dispozitiv de fixare a discului, *3* — ventile de abur cu închidere rapidă, *4* — rezervor inferior de ulei, *5* — pompă de ulei, *6* — rezervor superior de ulei, *7* — tahimetru, *8* — blindaj mobil).

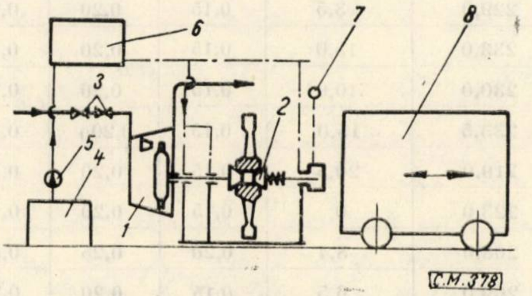


Fig. 4

În cele ce urmează vor fi prezentate principalele aspecte ale experimentării metodei de pretensionare a discurilor prin supraturare la U.C.M. Reșița. După cum se va vedea, rezultatele acestor experimentări diferă din unele puncte de vedere de cele obținute la alte firme constructoare, fapt ce a determinat elaborarea unei metode de pretensionare proprii, care completează și perfecționează recomandările și indicațiile din literatura de specialitate.

Rezultatele experimentării pretensionării prin supraturare a discurilor. Recomandările din literatura de specialitate referitoare la operația de pretensionare a discurilor prin supraturare se sintetizează, în linii mari, în următoarea descriere a desfășurării acestei operații.

Discul se eboșează înainte de supraturare, lăsîndu-se pe întreg conturul un adaos de prelucrare de circa 1—1,5 mm. Canalul de pană nu se execută la discul eboșat. În această stare se execută operația de echilibrare statică a discului (se admite un dezechilibru de maximum 40 g.cm), după care acesta se montează pe dispozitivul de fixare în instalația de supraturare. Acest dispozitiv permite deformarea radială liberă a discului în timpul supraturării. Se ridică treptat turația discului pînă la valoarea rezultată din calcule, corespunzător limitei de curgere determinată pe probe din materialul discului. Din experiența firmelor constructoare din străinătate rezultă că valoarea de calcul a limitei de curgere trebuie admisă cu 2—3 kgf/mm^2 mai mică decît cea determinată pe probe. După atingerea valorii dorite a turației de supraturare, discul se oprește, se demontează din instalație și, după o verificare a dimensiunilor obținute după deformare, se execută operația de finisare.

Cu ocazia executării prototipului turbinei CSL 12, la U.C.M. Reșița a fost experimentată pretensionarea discurilor prin supraturare. Problemele care au apărut și metoda de pretensionare care a fost elaborată prin rezolvarea acestora sînt următoarele.

1. *Problema materialului.* În principiu, pentru executarea discurilor pretensionate se poate folosi și un oțel mai slab decît cel utilizat în construcția turbinei CSL 12 (tabelele 4 și 5). În cazul nostru a rezultat că utilizarea unui oțel cu un conținut de elemente de aliere superioare (Cr, Ni) mai redus decît cel indicat în tabela 4 duce la obținerea unor discuri cu caracteristici mecanice foarte neuniforme de la o piesă la alta și chiar în aceeași piesă, precum și la tensiuni interne inadmisibil de mari (în mod obișnuit se admit tensiuni interne în discuri între 3 și 5 kgf/mm^2 în funcție de diametrul exterior al acestora), care nu pot fi înlăturare nici prin tratamente termice adecvate repetate. De exemplu, în cazul considerat s-a încercat utilizarea oțelului calitatea 40 C10, STAS 791—66 (cu un conținut de crom de 0,8—1,1% și fără nichel) și s-au obținut în disc tensiuni interne în valoare de 21 kgf/mm^2, chiar după tratamente termice de detensionare repetate, fiind astfel necesară rebutarea acestuia.

Un alt element foarte important îl constituie tratamentul termic al discului, care, în cazul cînd nu se execută în mod corect, poate duce la diferențe mari ale caracteristicilor mecanice în masa acestuia sau pe cele două fețe, ceea ce se traduce prin deformații ovale sau conice ale alezajului de fixare pe arbore.

La discurile turbinei CSL 12 iniţial s-a aplicat următorul tratament termic :

înainte de eboşare : normalizare la 850–880°C timp de 4 ore cu răcire la aer ; recoacere la 840–860°C timp de 4 ore cu răcire în cuptor pînă la 300°C ;

după eboşare : călire la 830–860°C timp de 2–4 ore cu răcire în aer ; revenire la 580–650°C cu răcire în cuptor : detensionare (numai în cazul că apar tensiuni interne inadmisibil de mari) la 550°C timp de 4–6 ore cu răcire în cuptor.

În vederea eliminării neuniformităţii caracteristicilor mecanice în masa discului, lucru ce determina o deformare ovală la alezaj, s-a introdus înainte de normalizare la 850 – 880°C, operaţia de recoacere de omogenizare la 1 100°C timp de 12 ore cu răcire în cuptor pînă la 300–400°C.

Condiţia de uniformitate a caracteristicilor mecanice ale discurilor impune pretenţii deosebite şi în ceea ce priveşte răcirea acestora la diversele faze ale tratamentului termic. O răcire inegală a discului pe cele două feţe determină deformarea conică a alezajului în timpul supraturării, ceea ce se soldează în multe cazuri cu rebutarea piesei. În cazul nostru, de exemplu, răcirea discurilor aşezate cu o faţă direct pe vatra cuptorului, sau pe pămînt, a dus la o neuniformitate mare a caracteristicilor mecanice pe cele două feţe, evidenţiată la proba de duritate efectuată pe discul eboşat, înainte de supraturare. Astfel, la un disc (pentru treapta nr. 16 de la turbina CSL 12) la care deformarea prescrisă a alezajului era de 0,25–0,30 mm pe diametru, prin răcirea necorespunzătoare în timpul tratamentului termic s-au obţinut pentru duritatea Brinell pe cele două feţe valori de 207,5, respectiv 225,5 unităţi HB, iar deformarea prin supraturare 0,340 mm, respectiv 0,180 mm. Condiţia ca diferenţa între solicitările remanente pe cele două feţe ale discului să nu depăşească maximum 20% nu a fost respectată în acest caz şi discul a fost rebutat.

Prin luarea unor măsuri de răcire uniformă a discurilor, printre care acea de aşezare a lor în timpul răcirii pe nişte suporţi pentru favorizarea ventilaţiei pe faţa inferioară, a fost eliminată această deficienţă.

În general, a rezultat că la diferenţe ale valorilor durităţii (se ia în considerare valoarea medie a durităţilor citite în cîte patru puncte decalate între ele cu 90°, pe fiecare faţă a discului) pe cele două feţe ale discului mai mici de 15 unităţi Brinell, deformarea acestuia prin supraturare este satisfăcătoare din punctul de vedere al conicităţii alezajului. Acest lucru se poate observa şi din tabela 6 care cuprinde date referitoare la discurile turbinei CSL 12

Tabela 6

Nr. de ordine al discului (treapta nr. 1)	σ_{cp}, kgf/mm²	σ_{ce}, kgf/mm²	$\sigma_{cp} - \sigma_{ce}$	Duritate Brinell faţa 1 HB_1	Duritate Brinell faţa 2 HB_2	$\Delta HB = HB_1 - HB_2$	ΔD_{rem} prescris, cm		ΔD_{rem} realizat, cm
							min	max	
2	52,0	51,0	1,0	225,5	229,0	3,5	0,15	0,20	0,208
3	53,0	51,0	1,5	218,0	233,0	15,0	0,15	0,20	0,161
4	41,5	39,5	2,5	220,0	230,0	10,0	0,15	0,20	0,228
5	55,5	54,5	1,0	218,5	233,5	15,0	0,15	0,20$_0$	0,150
6	54,0	51,5	2,5	239,5	219,0	20,5	0,15	0,20	0,165
7	47,5	41,5	6,0	223,0	223,0	0	0,15	0,20	0,170
8	57,5	38,0	19,3	217,0	208,6	8,4	0,20	0,25	0,372
9	58,0	39,0	19.0	202,5	209,0	6,5	0,15	0,20	0,264
10	42,5	37,5	5,0	238,0	223,5	14,5	0,15	0,20	0,177
11	52,8	48,2	4,6	231,0	230,5	0,5	0,15	0,20	0,210
12	51,0	45,5	5,5	235,6	249,0	13,3	0,15	0,20	0,213
13	53,0	—	—	210,0	211,0	1,0	0,15	0,20	0,179
14	53,0	47,0	6,0	230,5	230,0	0	0,15	0,20	0,184
15	43,0	35,0	8,0	195,5	206,0	10,5	0,20	0,25	0,305
16	53,5	52,0	1,5	219,0	218,0	1,0	0,25	0,30	0,268
17	42,0	38,0	4,0	213,0	209,0	4,0	0,25	0,30	0,268
18	43,0	37,0	6,0	205,0	209,0	3,5	0,20	0,25	0,224
19	48,5	48,5	8,3	206,0	206,0	0	0,20	0,25	0,257

— prototip — pretensionate prin supraturare şi de unde reiese că numai discul nr. 6 a făcut excepţie de la regula enunţată mai sus, dînd totuşi rezultate satisfăcătoare în ceea ce priveşte deformarea plastică.

În cazul în care nu este satisfăcută condiţia de diferenţă minimă a valorilor medii ale durităţilor pe cele două feţe ale discului, este necesară refacerea tratamentului termic al acestuia pînă la obţinerea diferenţei indicate (maximum 15 unităţi Brinell) şi numai după aceea se va trece la supraturare.

2. *Stabilirea turaţiei de pretensionare a discurilor.* După cum s-a arătat, în literatura de specialitate se indică metodica de calcul a turaţiei de supraturare în funcţie de σ_c rezultat din probe, pentru valori ale deformării remanente a diametrului alezajului alese (se admite în mod obişnuit $\Delta D_{rem} = 0{,}15 \ldots 0{,}3$ mm) şi se recomandă ca, pentru obţinerea unor deformaţii cît mai apropiate de cele stabilite, să se admită în acest calcul o valoare a limitei de curgere cu cîteva unităţi (2 – 3 kgf/mm²) mai mică decît cea rezultată din probele de tracţiune.

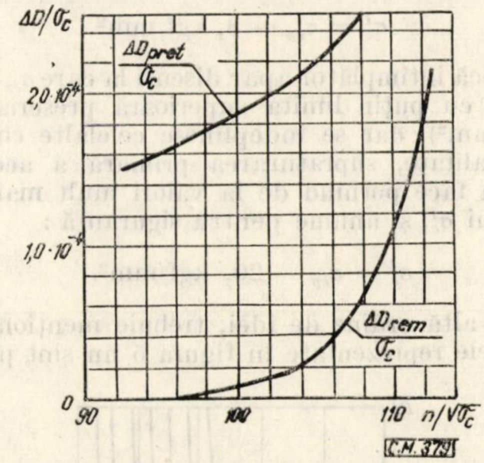


Fig. 5

Relaţia dintre aceste elemente este reprezentată grafic în calculul de pretensionare prin supraturare, prin nişte curbe de forma celor din figura 5. Legătura între limita de curgere a materialului, turaţia de supraturare, solicitarea remanentă în disc şi raza pînă la care se extinde zona deformării plastice, este reprezentată grafic în figura 6.

Conducînd operaţia de supraturare a discurilor în vederea pretensionării după elementele rezultate din calcule, conform indicaţiilor amintite, s-au obţinut în majoritatea cazurilor rezultate mult diferite de cele dorite, cu fluctuaţii importante ale valorilor deformaţiilor permanente de la un disc la altul, chiar dacă valorile limitei de curgere pentru materialul acestora erau apropiate. Această situaţie a imprimat un caracter de nesiguranţă operaţiei de pretensionare a discurilor şi în multe cazuri a dus la rebutarea acestora.

O analiză a cauzelor care determină obţinerea unor rezultate practice diferite de cele pe

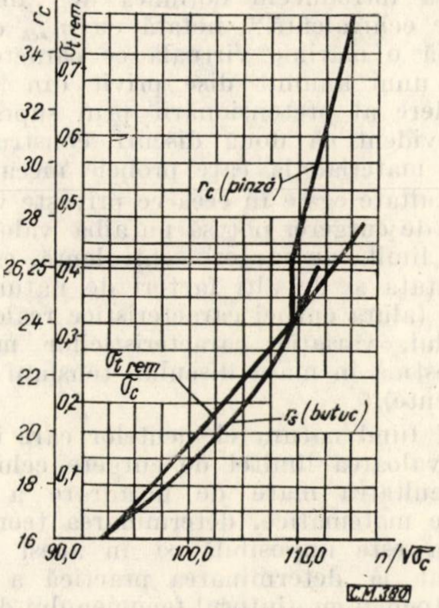


Fig. 6

care le dau calculele a dus la concluzia că cele mai importante sînt următoarele:

— ipotezele simplificatoare care se admit la stabilirea metodicii de calcul a pretensionării discurilor, din care cea mai importantă este aceea că se ia în considerare curba caracteristică idealizată a oţelului; în figura 7 sînt reprezentate, pentru comparaţie, curba idealizată a oţelului şi curba caracteristică reală a materialului discului nr. 11 din tabela 6;

— variaţia limitei de curgere a materialului discului în funcţie de rază, dată fiind intensitatea diferită a răcirii discului în timpul tratamentului termic la pînza şi obada acestuia, faţă de butuc (datorită grosimii diferite a discului);

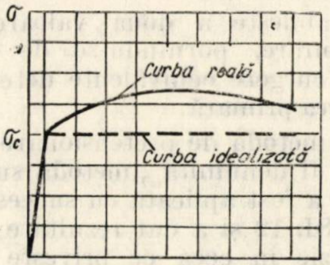


Fig. 7

— existenţa tensiunilor interne care rămîn în disc după prelucrarea prin forjare şi tratamentul termic.

Această situaţie face ca valoarea limitei de curgere a materialului determinată prin încercări de tracţiune să nu poată constitui un element sigur pentru determinarea turaţiei de supraturare şi a determinat ca, în cazul nostru, să introducem noţiunea de ,,limită de curgere echivalentă'', notată cu $\sigma_{c\,ech}$ care reprezintă o mărime virtuală ce caracterizează starea unui anumit disc privit din punctul de vedere al pretensionării prin supraturare. Este evident că două discuri construite din acelaşi material, la care probele mecanice au dat rezultate egale în ceea ce priveşte valoarea limitei de curgere, pot să nu aibă valori egale pentru limita de curgere echivalentă, care este influenţată şi de alţi factori de natura celor arătaţi (alura curbei caracteristice reale a materialului, variaţia caracteristicilor mecanice ale acestuia în masa discului, tensiuni interne remanente).

Dată fiind natura elementelor care influenţează valoarea limitei de curgere echivalente şi dificultatea mare de încadrare a lor în formule matematice, determinarea teoretică a acesteia este imposibilă şi în acest caz s-a procedat la determinarea practică a acestei valori tocmai cu ajutorul fenomenului de deformare plastică prin supraturare pe care îl influenţează direct.

Această metodă, care nu rezultă din literatură că ar fi fost aplicată pînă în prezent şi la alte firme constructoare de turbine cu abur, constă în următoarele :

— se stabileşte o primă valoare a turaţiei de supraturare, pornindu-se de la valoarea limitei de curgere determinată prin probe (σ_{cp}) din care se scade un număr stabilit de unităţi ;

— se supraturează discul cu această valoare a turaţiei şi din deformarea rezultată se deduce valoarea limitei de curgere echivalente ($\sigma_{c\,ech}$) ; operaţia a fost denumită ,,supraturare primară'' ;

— se stabileşte a doua valoare a turaţiei de supraturare, pornindu-se de la valoarea limitei de curgere echivalente determinată din supraturarea primară.

Această metodă de pretensionare a discurilor care poate fi denumită ,,metoda supraturărilor succesive'' a fost aplicată cu succes la discurile turbinei CSL 12 şi a dat rezultate de o deosebită precizie în ceea ce priveşte deformarea permanentă foarte apropiată de valorile stabilite iniţial la efectuarea calculelor. Deosebit de rare sînt cazurile cînd, pentru obţinerea deformaţiei permanente cerute, mai este necesară şi o a treia supraturare a discului, sau atunci cînd deformarea permanentă ΔD_{rem} depăşeşte cu diferenţe mari limita superioară prescrisă, care să schimbe sensibil tensiunile de compresiune iniţiale din zona deformată plastic.

Din punct de vedere tehnologic această metodă cere un timp mai îndelungat decît metoda supraturării directe practicată de alte firme, însă avantajele de natură calitativă sînt categorice, fenomenul de pretensionare fiind incomparabil mai bine stăpînit, astfel încît practic nu apar cazuri de abateri mari de la situaţiile stabilite prin calcule, care de multe ori pot determina rebutarea discurilor.

În ceea ce priveşte cifra cu care trebuie scăzută valoarea limitei de curgere σ_{cp} în vederea stabilirii turaţiei pentru supraturarea primară, este de observat, din tabela 6, că la discurile care au avut limita de curgere σ_{cp} mai mică decît 55,5 kgf/mm², diferenţa $\sigma_{cp} - \sigma_{e\,ech}$ nu depăşeşte 8,3 kgf/mm², iar la discurile care au σ_{cp} de ordinul 57 – 58 kgf/mm², această diferenţă este de circa 19 kgf/mm².

De aici se trage concluzia că, în general, pentru discurile care au limita de curgere σ_{cp} în domeniul de valori indicat în tabela 5 (pentru materialul studiat de noi) stabilirea turaţiei pentru supraturarea primară se face pornind de la o valoare a limitei de curgere dată de formula :

$$\sigma_c^I = \sigma_{cp} - 8,\ \text{kgf/mm}^2. \qquad (1)$$

Dacă întîmplător apar discuri la care σ_{cp} depăşeşte cu puţin limita superioară prescrisă (55 kgf/mm²), dar se îndeplinesc celelalte condiţii de calitate, supraturarea primară a acestora se va face pornind de la valori mult mai mici ale lui σ_c^I, şi anume pentru siguranţă :

$$\sigma_c^I = \sigma_{cp} - 20,\ \text{kgf/mm}^2. \qquad (2)$$

În altă ordine de idei, trebuie menţionat că curbele reprezentate în figura 5 nu sînt proprii unei utilizări comode în cazul metodei supraturărilor succesive, ci este necesară transpunerea lor într-un sistem de coordonate ΔD_{rem-n} (pentru diferite valori ale lui σ_c), aşa cum se vede în figura 8.

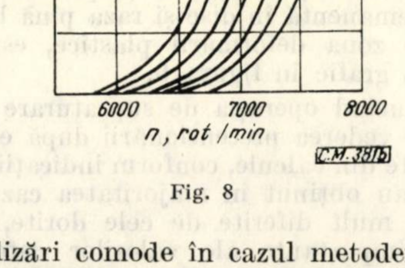


Fig. 8

Pentru exemplificare se tratează cazul discului nr. 11 la care se referă reprezentările grafice din figurile 5, 6, 7 şi 8.

După cum rezultă din tabela 6 pentru acest disc $\sigma_{cp} = 52,8$ kgf/mm². Din formula (1) rezultă $\sigma_c^I = 52,8-8=44,8$ kgf/mm². Din calculul de pretensionare s-a stabilit pentru deformaţie, $\Delta D_{rem}=0,15\ldots0,20$ mm. În figura 8 abscisa punctului de intersecţie între ordonata $\Delta D_{rem}=0,175$ mm (valoarea medie din intervalul prescris) şi curba corespunzătoare lui $\sigma_c = \sigma_c^I = 44,8$ kgf/mm²*, reprezintă valoarea turaţiei pentru supraturarea primară. Deci $n^I = 7\,130$ rot/min. Discul se supraturează cu această valoare a lui n^I şi se obţine o deformaţie primară ΔD^I_{rem}. În cazul considerat $\Delta D^I_{rem}=0,08$ mm, de unde se deduce cu ajutorul curbelor din figura 8 că $\sigma_{c\,ech} = 48,2$ kgf/mm² (punctul de coordonate $n^I = 7\,130$ rot/min şi $\Delta D^I_{rem} = 0,08$ mm). Valoarea turaţiei pentru a doua supraturare, luînd în considerare $\Delta D_{rem} = 0,2$ mm, rezultă 7 430 rot/min. În realitate, s-a realizat o turaţie de 7 450 rot/min şi s-a obţinut $\Delta D_{rem} = 0,21$ mm.

Pentru comparaţie, se examinează cazul cînd supraturarea discului s-ar fi făcut după metoda aplicată de alte firme constructoare şi recomandată în literatura de specialitate. În această situaţie supraturarea urma să se facă la o turaţie corespunzătoare unei limite de curgere $\sigma_c = \sigma_{cp} - 2 = 50,8$ kgf/mm², adică $n = 7\,570$ rot/min (pentru $\Delta D_{rem} = 0,175$ cm), aşa cum rezultă din curba reprezentată în figura 5.

După cum s-a arătat limita de curgere echivalentă pentru cazul acestui disc este $\sigma_{c\,ech}=48,2$ kgf/mm². Tot din curba reprezentată în figura 5 rezultă că pentru valoarea turaţiei de 7 570 rot/min şi $\sigma_{c\,ech} = 48,2$ kgf/mm², s-ar fi obţinut o deformare $\Delta D_{rem} = 0,323$ cm (aproape dublu decît cea impusă iniţial).

Un exemplu concret în acest sens îl constituie un disc pentru treapta nr. 9 a turbinei CSL 12 la care $\sigma_{cp} = 51,5$ kgf/mm², a cărui turaţie de supraturare a fost calculată pentru $\sigma_c = 51,5 - 2,5 = 49$ kgf/mm². A rezultat o turaţie de 7 440 rot/min, iar deformaţia medie obţinută la alezaj a fost $\Delta D_{rem} = 0,782$ cm în loc de 0,25 — 0,30 cm prescris şi discul a fost rebutat.

Din aceste valori se poate deduce că valoarea limitei de curgere echivalente a discului era $\sigma_{c\,ech}=43,5$ kgf/mm², deci $\sigma_{cp} - \sigma_{e\,ech} = 8$ kgf/mm².

3. *Probleme de funcţionare a instalaţiei de supraturare.* După cum s-a arătat, recomandările din literatură se referă în mod special la necesitatea echilibrării statice a discurilor înainte de supraturare. Din experienţa uzinei a rezultat că nu este suficientă o bună echilibrare statică a discurilor, ci este neapărat necesară echilibrarea dinamică a acestora înainte de supraturare şi aceasta cu atît mai mult cu cît dezechilibrul static recomandat (de maximum 40 g.cm) este dificil de realizat în practică. Montarea în instalaţia de supraturare a unui disc echilibrat numai static a condus la apariţia unor vibraţii ale acesteia, în timpul supraturării, inadmisibil de mari şi funcţionarea a trebuit întreruptă înaintea atingerii valorii prescrise a turaţiei (la 4 000 — 5 000 rot/min, pentru valori ale turaţiei de supraturare de circa 7 000 rot/min). Bineînţeles că dispozitivul cu ajutorul căruia se fixează discul în instalaţia de echilibrare dinamică trebuie, în prealabil, echilibrat dinamic în mod independent de disc.

O altă problemă foarte importantă legată de instalaţia de supraturare o constituie măsurarea turaţiei discului, care trebuie să se facă cu o precizie mare, întrucît, aşa după cum reiese şi din exemplul dat, o abatere foarte mică a turaţiei de la valoarea ce rezultă din calcule duce la abateri relativ mari ale deformaţiei permanente a discului. În acest sens, în cazul considerat, rezultate foarte bune a dat dublarea sistemului electric de măsurare a turaţiei, cu un sistem mecanic cu transmisie de la arborele instalaţiei de supraturare la tahometru prin intermediul unui ax flexibil.

Montarea axului flexibil se face în capătul arborelui instalaţiei opus turbinei de antrenare şi se scoate la tahometru în exteriorul blindajului (poz. 8 din fig. 5) prin peretele frontal al acestuia.

Concluzii. Din cele expuse se desprind o serie de concluzii mai importante referitor la pretensionarea prin supraturare a discurilor turbinelor cu abur, executate din oţelul aliat ale cărui caracteristici chimice şi mecanice sînt date în tabelele 4 şi 5.

În vederea eliminării neuniformităţii caracteristicilor mecanice în masa discului, înaintea succesiunii de tratamente termice obişnuite la operaţia de călire a materialului, este necesar un tratament de recoacere de omogenizare.

Diferenţa de duritate pe cele două feţe ale discului nu trebuie să depăşească valoarea de 15 unităţi Brinell pentru a nu se obţine deformaţii permanente conice inadmisibile ale alezajului discului.

Pentru ridicarea preciziei operaţiei de pretensionare şi eliminarea rebuturilor care în cazul aplicării metodei vechi pot apare în număr destul de mare, este necesară o pretensionare primară a discului la o turaţie corespunzătoare unei valori a limitei de curgere ce se calculează cu ajutorul formulelor (1) şi (2). Din deformaţia permanentă obţinută în acest fel rezultă valoarea limitei de curgere echivalente, care caracterizează proprietăţile elastico-plastice ale întregului disc. Această valoare determină turaţia finală la care se supraturează discul.

---

* Se interpolează între $\sigma_c=44$ kgf/mm² şi $\sigma_c=45$ kgf/mm².

Pentru facilitarea determinării mărimilor necesare aplicării metodei se construiesc curbele de variaţie a deformaţiei permanente a discului în funcţie de turaţia de supraturare, pentru diverse valori ale limitei de curgere a materialului.

Înainte de supraturarea discului în vederea pretensionării, este necesară echilibrarea dinamică a acestuia.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Adler, M. V.* şi *Kărpin, E. B.* Avtofreţirovanie turbinnîh discov. În : Tepolenerghetika, nr. 7, 1955, p. 15—19.
[2] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor, ed. a II-a. Bucureşti, Editura tehnică, 1960.
[3] *Kobrin, M. M.* Procinosti vraşceaiuşcihsea discov. Moscova, Sudpromghiz, 1963.
[4] *Kozlov, J. A.* Experimentalinîe issledovanie uprugoplasticesnovo sostoiania discov turbin. În : Teploenerghetika, nr. 12, 1960.
[5] *Kozlov, J. A.* şi *Bajenov, C. G.* Predelinaia nesuşciaia sposobnosti elementov turbomaşin. Kiev, Naukova dumca 1965.
[6] *Kudreavţev, I. V.* În : Vnutrennie napreajenie rezerv procinosti v maşinostroenii. Moscova, Maşghiz, 1951.
[7] *Jiriţki, G. S.* Konstrucţia i rascet na procinosti detalei parovîh turbin. Moscova, Gosenergoizdat, 1960.
[8] *Mihailov-Miheev, P. B.* Spravocinic po metalliceschim materialam turbino i motorostroenia. Moscova-Leningrad, Maşghiz, 1961.
[9] *Nadai, A.* Plasticinosti i razruşenie tverdîh tel. I.I..L. Moscova 1954.
[10] *Nădăşan,Şt.*ş.a.Încercări şi analize de metale. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
[11] *Pisarenco, G. S. Kozlov*, *J. A.* şi *Lebedev, J. V.* Plasticeskoe deformirovanie vraşceaiuşcevocea disca. În : Energomaşinostroenie, nr. 3, 1963.
[12] *Ponomarev, S. D.* ş.a. Calculul modern de rezistenţă în construcţia de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1956.
[13] *Ris, V. F.* Rascet discov turbomaşin. Moscova, Maşghiz, 1959.
[14] * * * Iz opîta avtofretirovania turbinnîh discov. În : Energomaşinostroenie, nr. 1, 1959.
[15] * * * Fiziceschie osnovî procinosti i plasticinosti metallov. Moscova, Metallurghizdat, 1963.

CZ 621.9 : 338.062.172

Aplicarea tehnologiei de grup la uzina „Hidromecanica"-Braşov

Gheorghe ARON

Pentru aplicarea tehnologiei de grup s-a efectuat un studiu privind prelucrarea unei grupe de piese similare, cuprinzînd cîte cinci repere de la următoarele cinci produse fabricate în uzină : transmisia hidraulică tip TH.1, transmisia hidraulică tip TH. 2, convertizorul hidraulic tip CHC. 420, convertizorul hidraulic tip CHC.650, turboambreiajul tip TA-500.

Studiul a fost realizat în scopul utilizării ca ghid pentru aplicarea tehnologiei de grup la toate produsele ce se execută în uzină.

Reperele au fost alese după formă şi dimensiuni astfel ca ele să poată fi executate după tehnologia de grup, putînd forma deci o grupă de piese.

S-a considerat apoi tehnologia existentă, după care se lucrează în prezent, în funcţie de fişele tehnologice ale reperelor respective, extrăgîndu-se timpii de execuţie pentru fiecare operaţie în parte. Din calculul efectuat prin însumarea timpilor de lucru respectivi rezultă un timp total de execuţie de 1 188 h, care valorează circa 19 364 lei, cu categoria a 5-a de salarizare.

Analizînd tehnologia existentă a celor 25 de repere din grupa aleasă, s-a constatat o serie de deficienţe : tehnologia diferă de la reper la reper, deşi reperele sînt asemănătoare ca formă, dimensiuni şi precizie de prelucrare ; procesele tehnologice proiectate sînt învechite, folosindu-se pe scară mare trasarea, găurirea individuală (cu un singur burghiu) şi filetarea manuală ; maşinile şi SDV-urile folosite nu au productivitate mare, fiind caracteristice producţiei de serie mică.

Cu tehnologia actuală nu se poate mări seria de piese, aceasta necesitînd un volum mare de muncă, lungind ciclul de pregătire a producţiei şi termenele de lansare şi execuţie a produselor.

Aplicînd tehnologia de grup celor 25 de repere, s-a urmărit mărirea eficienţei economice prin mărirea lotului de piese şi crearea unei metodologii de elaborare a proceselor tehnologice şi de proiectare a SDV-urilor, care să asigure o cît mai scurtă pregătire tehnologică a fabricaţiei.

După ce s-a analizat posibilitatea normalizării şi unificării constructive a pieselor s-a trecut la normalizarea şi unificarea proceselor tehnologice şi a echipamentului tehnologic respectiv. Pentru aceasta a fost necesară mai întîi codificarea pieselor din grupă ; s-a utilizat codul uzinei, obţinîndu-se tabela 1.

Calculul a fost realizat considerînd planul pe o lună de zile, conform tabelei 2.

Pentru elaborarea procesului tehnologic s-a luat ca bază o piesă caracteristică din grupa respectivă, numind-o piesă complexă. Întrucît piesa complexă aleasă nu posedă toate elementele (suprafeţele şi operaţiile necesare cuprinderii tuturor pieselor din grupă), s-a format o piesă complexă convenţională, foarte apropiată de reperul TH2–04–00–05, prezentînd în plus suprafeţele şi operaţiile necesare tuturor pieselor din grupă.

Pentru acesta se completează operaţiile reperului luat ca bază cu încă patru operaţii, şi anume : broşare, ajustare, probă de presiune şi spălare.

Toate reperele din fişele tehnologice respective au fost cuprinse într-o tabelă centralizatoare 3, în ordinea operaţiilor tehnologice ale reperului de bază. Rezultă de aici că se poate face o grupare a operaţiilor tehnologice, în care sînt însumate, de exemplu la operaţia de strunjirea reperului de bază, toate operaţiile de strunjire de la restul reperelor, realizîndu-se execuţia întregului lot de piese într-o singură operaţie de strunjire.

Aceeaşi situaţie poate fi considerată şi pentru celelalte operaţii : frezare, găurire, filetare etc. Prin aceasta se măreşte lotul, în cazul de faţă, de la cinci bucăţi la 200 bucăţi.

La aplicarea tehnologiei de grup pentru toate reperele din uzină, lotul de piese din grupă va creşte foarte mult, permiţînd execuţia în serie a acestora.

Se obţine o economiei de timp, prin eliminarea timpilor de pregătire pentru toate reperele, la fiecare operaţie în parte, nemaifiind necesar decît timpul de pregătire pentru operaţiile de prelucrare a piesei complexe convenţionale luată ca bază.

S-au însumat apoi timpii de pregătire ai celor 25 de repere şi s-au obţinut 3 328 min. Din aceasta s-a scăzut timpul de pregătire a piesei de bază, la care s-au acordat 180 min şi s-a obţinut o economiei de timp de 3 148 min, adică circa 50 h.

Scăzînd din totalul orelor de execuţie economie de 50 h, se obţine : 1 188–50 = 1 138 h, adică o reducere de timp de 4,2%.

Tabela 1

Nr. crt.		Nr. desenului	Nr. codului
TH.1	1	TH1–04–00–05	0478 4705–26
	2	TH1–08–02–03	0471 4002–05
	3	TH1–02–06–02	0419 4002–14
	4	TH1–05–00–08	0463 6002–05
	5	TH1–07–00–08	0463 6002–05
	6	TH2–05–3–08	0413 6403–05
TH.2	7	TH2–03–0–06	0437 4003–16
	8	TH2–06–3–07	0435 4003–16
	9	TH2–06–3–09	0467 0005–26
	10	TH2–05–3–07	0477 6105–26
	11	CHC–650–8170–10–14 –01	0438 6003–16
CHC-650	12	CHC–650–8176–10–16	0432 4003–14
	13	CHC–650–8170–10–13	0438 6003–16
	14	CHC–650–8176–10–19	0412 4002–14
	15	CHC–650–8176–10–15	0432 4002–14
	16	TH1–02–03–02	0444 4003–26
TA-500	17	TA–500–10–24–01	0432 4102–14
	18	TA–500–267–07B	0482 4205–55
	19	CHC–650–8177–10–71	0436 4002–05
	20	TA–850–279B–1.18	0411 4202–14
	21	CHC–420–19B–1.6.	0437 4305–05
CHC-420	22	CHC–420–19B–1.1.2	0499 4303–26
	23	CHC–420–19B–1.1.1.	0497 6365–46
	24	CHC–420–19B–1.2.1.	0497 4324–46
	25	CHC–420–19B–1.2.3.	0425 4304–26

Tabela 2

Nr. crt.	Produsul	Nr. de repere pe produs	Nr. de produse pe lună	Total piese pe produs
1	TH.1	5	5	25
2	TH.2	5	5	25
3	CHC-650	5	10	50
4	TA-500	5	15	75
5	CHC-420	5	2	25
	Total piese			200

abela 3T

Nr. crt.	Operaţia / Nr. cod.	0478.4705–26	0471.4002–05	0419.4002–14	0463.6002–05	0463.6002–05	0413.6403–05	0437.4003–16	0435.6004–16	0467.0005–26	0477.6105–26	0438.6003–16	0432.4003–14	0438.6003–16	0412.4002–14	0432.4002–14	0444.4003–26	0432.4102–14	0482.4205–55	0436.4002–05	0411.4202–14	0437.4305–05	0499.4304–26	0497.6365–46	0497.4324–46	0474.4304–26
1	Strunjire eboş	.	—	.	.	.	—	.	—	—	—	.	—	.	—	—	.	.	—	—	—	.	.	.	.	.
2	Strunjire finisare	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
3	Frezare	.	—	—	.	.	.	—	—	—	.	.	—	.	—	—	—	—	.	—	.	—	—	.	.	—
4	Mortezare	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	.	—	—	—	—	.	.	—
5	Găurire	.	.	.	.	.	.	.	.	—	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
6	Ajustare, filetare	.	.	.	.	.	.	.	.	—	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	—	.
7	Probă de presiune	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	Spălare	—	—	—	—	—	.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	.	—	—	—	—

(·) reper la care se execută operaţia respectivă;
(–) reper la care nu se execută operaţia.

Se realizează astfel: $50 \cdot 16{,}3 = 815$ lei economii la timpul de pregătire.

Prin eliminarea operaţiilor de trasare în vederea găuririi, la reperele la care nu sînt prevăzute dispozitive de găurit, prin introducerea găuririi în dispozitiv, se obţine o economie de 23 h de categoria a 5-a. Aceste ore au fost extrase din fişele tehnologice, sub formă de minute şi transformate în ore: $23 \cdot 16{,}3 = 375$ lei.

Însumînd economia de timp de la reducerea timpului de pregătire cu economia obţinută prin eliminarea trasării, se realizează: $E = 50 + 23 = 73$ h, valorînd 1 190 lei, adică 6,16% economie.

Mai rămîne un timp de execuţie: $1\,188 - 73 = 1\,115$ h, adică: $19\,364 - 1\,190 = 18\,174$ lei.

Pentru proiectarea procesului tehnologic, volumul lucrărilor fiind mare, deoarece tehnologia este stabilită pentru fiecare reper în parte, iar SDV-urile sînt asemănătoare la multe din piese, s-a considerat o singură tehnologie de prelucrare a piesei convenţionale, care să fie folosită ca bază pentru restul reperelor din grupă, aceasta fiind permisă de faptul că operaţiile de prelucrare a pieselor sînt comune.

Pentru proiectarea tehnologiei unui reper din grupe se consumă în medie 2,5 h, iar pentru cele 25 repere: $25 \times 2{,}5 = 62{,}5$ h.

În cazul tehnologiei de grup se adună timpul de proiectare a piesei convenţionale de 2,5 h cu timpul de verificare şi punere la punct a celorlalte repere de 0,6 h pe reper şi se obţine: $2{,}5 + 0{,}6 \times 24 = 16{,}5$ h, necesare pentru proiectarea tehnologiei de grup la cele 25 repere.

Se obţine o economie de: $62 - 16{,}5 = 45{,}5$ h, care reprezintă 73,4% din timpul total.

Considerînd că lucrarea este executată de un tehnician cu un salariu de 8,56 lei pe oră se obţine economia de: $(62 \cdot 8{,}56) - (16{,}5 \cdot 8{,}56) = 535 - 140 = 395$ lei.

Normarea în cazul tehnologiei de grup. În prezent, normarea se face pentru fiecare reper în parte. Totodată, prin întîrzierile la lansare şi datorită grabei cu care se cere să se execute aceasta, normarea se face deseori direct din fişele tehnologice, obţinîndu-se astfel date eronate. Aceste erori se pot evidenţia la compararea timpilor de execuţie obţinuţi prin normarea clasică cu cel obţinut la normarea de grup.

La normarea de grup se face normarea numai la două repere din grupă, cel mai simplu şi cel mai complex, iar restul reperelor sînt aşezate, în funcţie de complexitatea lor, într-o diagramă de unde se obţin direct timpii pe fiecare operaţie în parte.

De exemplu, pentru operaţia de strunjire-degroşare, cea mai complexă piesă din grupă este reperul TH1—04—00—05, iar cea mai simplă este TH1—08—02—03. Pentru prima piesă, norma de timp va fi maximă, iar pentru cea de-a doua, va fi minimă.

Normele de timp pentru fiecare din celelalte piese cu complexitatea cuprinsă între valoarea maximă şi minimă vor fi funcţie de complexitatea şi dimensiunile lor.

Pentru normarea unui reper sînt necesare circa trei ore, iar pentru 25 repere rezultă: $3 \times 25 = 75$ h.

În situaţia normării de grup, în cazul analizat la 25 repere, apar opt piese de normat, fiind necesare $3 \times 8 = 24$ h. La aceasta se adaugă timpii de stabilire a grupelor de complexitate, stabilirea timpului de prelucrare din diagrama fiecărei operaţii (în medie 0,3 h pe reper): $24 + 0{,}3 \cdot 17 = 24 + 5{,}1 = 29{,}1 \text{ h} \cong 30$ h.

Se obţine o economie de $75 - 30 = 45$ h, adică 60%, iar valoric:

$75.8{,}56 \text{ lei/h} - 30 \cdot 8{,}56 \text{ lei/h} = 640 - 256 = 384$ lei.

Operaţia de strunjire-degroşare se execută la 14 repere din grupă. Pentru două repere (cel mai complex şi cel mai simplu) s-a făcut normarea pe bază de calcul, iar pentru celelalte 12 repere din grupă, timpul de prelucrare se va scoate din diagramă, în funcţie de complexitatea pieselor şi de dimensiunile lor (fig. 1). Gradul de complexitate a pieselor se stabileşte vizual, pe bază de experienţă acumulată de normator, după desenul fiecărui reper.

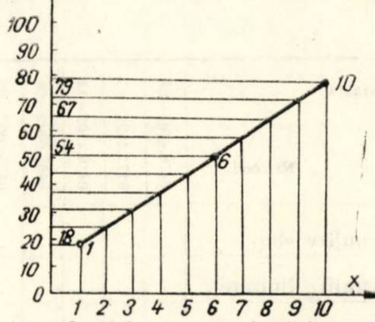


Fig. 1

Întrucît piesele fac parte din aceeaşi grupă, avînd forme şi dimensiuni apropiate, eroarea de apreciere este neglijabilă.

În ce priveşte realizarea diagramei, se consideră pe abscisă 10 grade de complexitate notate de la 1 la 10 şi se aşază în poziţia 1 reperul cel mai simplu, iar în poziţia 10, reperul cel mai complex; între aceste două limite se vor putea plasa celelalte 12 repere care se eboşează, prin înscrierea în clasa de complexitate respectivă a fiecărui reper, a numărului de ordine al reperului respectiv, luat din tabela de codificare a pieselor T. 1. (tabela 4).

Tabela 4

	Gradul de complexitate									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nr. de ordine al reperelor pe grupe de complexitate	21	25	5	22	—	16	13	17	24	1
		3					11	4	23	
									7	
Nr. codurilor	0437.4305—05	0474.4304—26 0419.4002—14	0463.6002—25	0499.4304—26	—	0444.4003—26	0438.6003—16 0438.6003—16	0432.4102—14 0463.6002—05	0497.4324—46 0497.6365—46 0437.4003—16	0478.4705—26

Ca exemplu se consideră cel mai simplu, cu numărul de ordine 21, care se află în poziţia 1 şi are timpul de prelucrare de 18 min şi reperul cel mai complex care are numărul de ordine 1 şi se află în poziţia 10, cu timpul de 79 min. Pentru a determina timpul de prelucrare a unui reper, de exemplu reperul nr. 16, se merge din locul reperului 16 care are gradul 6 de complexitate, urcînd pe ordonată pînă la intersecţia cu dreapta ce uneşte punctele celor două repere normate în 6. Din punctul 6 se duce o orizontală pînă ce intersectează axa 0y, obţinînd timpul de 54 min.

Tabela 5

Nr. de ordine	Reperul	Timpul obţinut din diagramă, min	Timpul pentru numărul de bucăţi din lot pe fiecare reper, min
21	CHC—420 19 B 1.6	18	18.5 = 90
25	CHC—420 19 B 1.2.3	25	25.5 = 125
3	TH.1—02—06—02	25	25.5 = 125
5	TH.1—07—00—08	34	34.5 = 170
22	CHC—420—19 B 1.1.2	40	40.5 = 200
16	TH.1—02—03—02	54	54.5 = 270
13	CHC—650—8170—10—13	60	60.10 = 600
11	CHC—650—8170—10—14	60	60.10 = 600
17	TA—500—10—24—01	67	67.15 = 1000
4	TH.1—05—00—08	67	67.5 = 335
24	CHC—420—19 B—1.2.1.	74	74.5 = 370
23	CHC—420—19 B—1.1.1	74	74.5 = 370
7	TH.2—03—08—06	74	74.5 = 370
1	TH1—04—00—05	79	79.5 = 385
	Total	751	5 010

Trecînd sub formă de tabelă timpii, se obţine tabela 5.

Timpul total la operaţia de strunjire-degroşare, pe întregul lot, este de 5010 min. Acelaşi sistem de normare s-a aplicat şi la celelalte operaţii de prelucrare. S-au însumat apoi timpii pe operaţii de prelucrare şi s-a obţinut timpul total de prelucrare a întregului lot, redat în tabela 6.

Tabela 6

Operaţia	Timpul, min
Strunjire eboş	5 010
Strunjire finisare	8 720
Frezare	1 625
Mortezare	2 025
Găurire	2 390
Ajustare filetare	5 350
Probă de presiune	225
Spălare	225
	25 570

Timpul total de prelucrare pentru întregul lot va fi 25·570 = 442 h, iar valoarea: 442·16,5 = 7 300 lei.

Comparînd timpul de prelucrare acordat în prezent, care în multe cazuri a fost dat prin apreciere şi care este de 1 188 h pentru întregul lot, cu timpul lotului obţinut prin normarea de grup, care este de 443 h se obţine o diferenţă de:

1 188—443 = 745 h, adică 62,8%, ceea ce reprezintă o economie la prelucrarea pe întregul lot de 200 piese de: 745 × 16,3 = 12 140 lei.

Un calcul economic al introducerii SDV-urilor de grup şi al reglajelor de grup nu s-a făcut, deoarece numărul mic de repere luat în calcul nu a permis proiectarea de dispozitive de grup numai pentru aceste repere, urmînd ca aceasta să se facă o dată cu fixarea precisă a grupelor pentru toate fabricatele uzinei (circa 3 000 repere).

Făcînd un bilanţ comparativ al prelucrării celor 25 repere prin metodele de prelucrare

Tabela 7

Felul cheltuielilor	Cheltuieli prin metodele de prelucrare actuală, lei	Cheltuieli prin metoda tehnologiei de grup, lei
Execuţia pieselor	19 364	7 300
Proiectarea tehnologică	535	140
Executarea normării	640	256
Total	20 539	7 696

în prezent şi prin metoda prelucrării de grup, se obţine tabela 7.

Rezultă că prin aplicarea tehnologiei de grup la cele 25 repere, se obţine o economie de 20 539 − 7 696 = 12 843 lei.

Aceasta reprezintă o reducere a cheltuielilor cu 62,7%.

Aceste calcule se află în prezent în curs de extindere la toate reperele uzinei.

CZ 621.753.1/2

Consideraţii asupra sistemelor actuale de toleranţe şi ajustaje

Ovidiu VĂTĂŞAN

Actualele sisteme naţionale de toleranţe şi ajustaje sînt în uz de aproape 50 de ani, iar sistemul internaţional ISO (fost ISA) de peste 30 de ani.

În acest timp, în industria constructoare de maşini s-au făcut progrese importante atît în ceea ce priveşte precizia dimensiunilor diferitelor piese şi a rugozităţii suprafeţelor acestora, cît şi în ce priveşte construcţia de mijloace pentru verificarea preciziei dimensiunilor şi a rugozităţii.

Cu toate acestea sistemelor de toleranţe şi ajustaje nu li s-au adus decît îmbunătăţiri neînsemnate. Îmbunătăţirea principală a constat în introducerea sistemului internaţional de toleranţe şi ajustaje în locul sistemelor naţionale, în general inferioare calitativ.

Faptul acesta a determinat analizarea mai de aproape în cadrul articolului de faţă a sistemelor de toleranţe şi ajustaje, pentru a găsi eventualele puncte slabe şi a le înlătura, prin punerea lor în discuţia tuturor factorilor interesaţi, dînd în acest scop şi unele sugestii de îmbunătăţire. Prin antrenarea unui număr cît mai mare de specialişti în această cercetare se poate contribui la ridicarea sistemelor de toleranţe şi ajustaje la un nivel superior, corespunzător stadiului actual al tehnologiei construcţiei de maşini şi prin aceasta la realizarea unor produse de calitate mai bună.

În continuare, se analizează numai sistemul de toleranţe şi ajustaje, ISO, pentru dimensiunile pînă la 500 mm, fiind în prezent cel mai întrebuinţat, avînd posibilităţi mai ample de realizare a unui ajustaj urmărit şi fiind sistemul pe care îl vor adopta treptat toate ţările industriale, printre care şi ţara noastră, care l-a aprobat încă din 1960, în calitate de membră a Comitetului Tehnic ISO de specialitate. Concluziile la care se va ajunge sînt valabile, în general, şi pentru celelalte sisteme în uz.

Caracteristicile sistemului internaţional de toleranţe şi ajustaje sînt cuprinse în „Recomandarea ISO, R 286−1962".

Este ştiut că orice sistem de toleranţe şi ajustaje cuprinde o gamă de precizii diferite şi o gamă de ajustaje cu caracter diferit, care să satisfacă toate necesităţile construcţiei de maşini.

Sistemul ISO cuprinde o gamă de 18 trepte de precizii diferite, numite calităţi ISO, notate cu:

IT01, IT0, IT1. . .IT16

eşalonate, în general, în progresie geometrică.

Gama ajustajelor cuprinde 28 de trepte cu caracter diferit al ajustajului dintre piesa cuprinzătoare (alezaj) şi piesa cuprinsă (arbore), de la jocurile foarte largi pînă la strîngerile foarte puternice, notate cu:

$$a,\ b,\ c,\ cd,\ d,\ e,\ ef,\ f,\ fg,\ g,\ h,\ js,\ j,\ k,\ m,\ n,\ p,\ r,\ s,\ t,\ u,\ v,\ x,\ y,\ z,\ za,\ zb,\ zc,$$

în ordinea scăderii jocului şi creşterii strîngerii.

Recomandarea ISO cuprinde mai departe principiul de calcul al mărimii cîmpurilor de toleranţă (numite mai departe toleranţe fundamentale) pentru diferite diametre şi pentru diferite trepte de precizie (calităţi).

Unitatea de măsură pentru precizie, numită unitatea de toleranţă i variază parabolic cu diametrul D, după formula cunoscută:

$$i = 0{,}45\ \sqrt[3]{D} + 0{,}001\,D,$$

D fiind media geometrică a limitelor intervalului de diametre la care se referă; i, μm şi D, mm.

Valorile toleranţelor fundamentale pentru calităţile IT1 . . . IT16 se obţin înmulţind unitatea de toleranţă cu coeficienţii din tabela 1, destul de apropiaţi de un şir de numere normale R5 (raţia $\approx 1{,}58$).

Tabela 1

Calitatea	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Coeficient	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1 000

Valorile toleranţelor fundamentale ale calităţilor foarte precise variază liniar cu diametrul şi se calculează cu formulele :

$0{,}3 + 0{,}008\ D$ pentru IT01 ;
$0{,}5 + 0{,}012\ D$ pentru IT0 ;
$0{,}8 + 0{,}020\ D$ pentru IT1.

Pentru calităţile IT2, IT3 şi IT4 valorile sînt eşalonate în progresie geometrică între valorile toleranţelor IT1 şi IT5.

Recomandarea mai cuprinde formulele de calcula distanţelor cîmpurilor de toleranţă ale piesei neunitare, de la linia de referinţă, pentru cele 28 de ajustaje cu caracter diferit, numite distanţe fundamentale. Aceste formule sînt funcţii de diametre, unele funcţii liniare, altele parabolice şi unele combinate, liniare cu parabolice.

Pentru ajustajele notate cu două litere se ia media geometrică a valorilor ajustajelor învecinate.

Majoritatea formulelor ajustajelor cu strîngere cuprinde un şir de toleranţe fundamentale afectate de un coeficient.

Tabelele numerice cu toleranţele fundamentale şi cu distanţele fundamentale apar în recomandare, unde este indicat că, pentru simplificarea tabelelor numerice, valorile cuprinse în acestea sînt calculate pe intervale de diametre nominale. Intervalele de diametre nominale, pînă la 500 mm diametru sînt :

— 13 intervale pentru toleranţele fundamentale, avînd limitele cunoscute : 0, 3, 6, 10, 18, 30, 50, 80, 120, 180, 250, 315, 400, 500 mm ;

— 13 intervale, identice cu precedentele, pentru calcularea distanţelor fundamentale la ajustajele cu jocuri sau strîngeri mici, *d—p*, din care la ajustajele, *cd*, *ef* şi *fg* sînt în uz numai primele trei intervale, pînă la 10 mm diametru ;

— 23 intervale la ajustajele cu jocuri foarte mari *a*, *b* şi *c* ;

— 22 intervale la ajustajele *r* şi *s*, cu strîngeri obişnuite ; — 24 intervale la *u* ;

— 25 intervale la ajustajele *x*, *z*, *za*, *zb* şi *zc*, cu strîngeri mari care la ajustajele *t*, *v* şi *y*, pornesc însă numai de la intervalele peste 24, peste 14, respectiv peste 18 mm diametru.

Numărul sporit de intervale s-a obţinut prin împărţirea în două sau trei părţi egale sau prin media geometrică, a intervalelor mai mari dintre cele 13 intervale principale.

După cît este cunoscut, atît la elaborarea proiectelor, cît şi în fabricaţie, se folosesc exclusiv tabelele. Formulele pentru calculul distanţelor fundamentale nu sînt cunoscute decît de puţini specialişti, care s-au ocupat de această problemă.

Datorită faptului că atît calitatea (precizia), cît şi caracterul ajustajelor variază după anumite legi (date prin formulele amintite), care sînt funcţii de diametru, înseamnă că ele sînt supuse legii generale a similitudinii. Acest lucru impune variaţii continue şi cît mai uniforme, atît ale treptelor diferitelor calităţi, cît şi ale treptelor dintre diferitele caractere de ajustaje, pentru orice diametru.

Analizînd atît valorile din tabele, cît şi formulele, s-au constatat unele abateri de la legea similitudinii. Acestea duc, destul de frecvent, la denaturări ale calităţii şi ale caracterului ajustajului urmărit. Un mare număr de ajustaje dintr-o serie de perechi de piese se situează, în consecinţă, în cîmpul calităţilor învecinate sau al caracterelor învecinate. În actualul stadiu al construcţiei de maşini aceste schimbări au influenţă defavorabilă, de aceea autorul consideră că printr-o minuţioasă cercetare a problemei s-ar putea realiza o îmbunătăţire apreciabilă a actualului sistem de toleranţe şi ajustaje ISO sau a sistemului naţional, care ar continua să rămînă încă în uz.

Se vor arăta cîteva din constatările făcute, întîi în privinţa calităţilor ISO şi apoi în privinţa caracterelor ajustajelor, indicînd şi posibilităţi de îmbunătăţire.

Calităţile (preciziile) ajustajelor

a. Intervalele de diametre nu sînt alese judicios şi numărul lor este prea mic în zona diametrelor sub 180 mm.

De la 200 mm în sus, limitele intervalelor de diametre corespund, aproape exact, cu seria numerelor normale R10. Unităţile de toleranţă fiind calculate cu media limitelor, înseamnă că dau valori ideale pentru numerele seriei R20, numerele seriei R10 fiind cele mai dezavantajate, în loc să fie ele cele mai avantajate conform principiului seriilor numerelor normale.

La dimensiunile sub 200 mm, lucrurile stau, mai rău, căci, pe măsura apropierii de zero, raţia creşte ajungînd mult peste R5.

În figura 1 s-a reprezentat grafic, prin parabolă, unitatea de toleranţă ideală, în funcţie de diametru şi treptele unităţii de toleranţă pentru intervalele de diametre.

Pentru diametrele foarte mici (0–17 mm), s-a mărit de 10 ori scara diametrelor, pentru a scoate mai bine în evidenţă diferenţele dintre valorile ideale şi cele date în tabela ISO. Treptele reprezintă valorile calităţii IT6 împărţite la 10 (tabela 1).

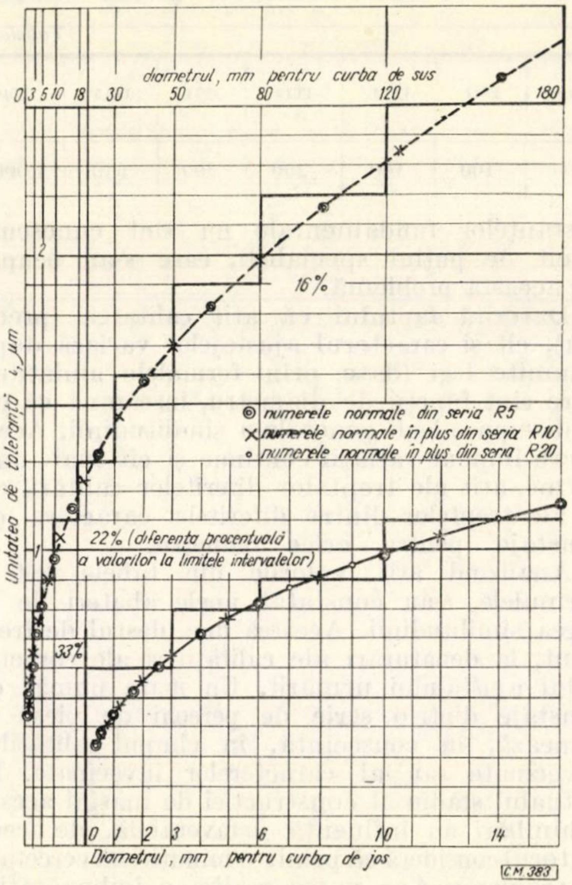


Fig. 1

Din compararea valorilor ideale cu cele tabelare constatăm următoarele diferenţe, valoarea din tabelă fiind mai mare decît cea ideală :

cu 68% la 0,6 mm diametru,
cu 33% la 1 mm diametru,
cu 15% la 1,6 mm diametru,
cu 11% la 4 mm diametru etc.

Pentru diametrele din apropierea limitelor intervalelor de diametre, aparţinînd la două intervale învecinate, diferenţele cele mai mari pot fi de 33%, 22% etc. (notate în figură), destul de importante la dimensiunile mici, scăzînd la circa 10% la diametrele peste 180 mm.

Nu este motivat nici faptul că tabelele, pentru jocuri şi strîngeri mari, cu intervalele de diametre împărţite în subintervale, sînt calculate la cele două sau trei subintervale ale aceluiaşi interval cu aceeaşi toleranţă fundamentală. Este evident că s-ar obţine o diferenţiere mai bună a ajustajelor, dacă toleranţele fundamentale s-ar fi calculat pentru fie care subinterval separat. Din această cauză cîmpurile de toleranţă apar deplasate cu trepte neuniforme, mai mari la limitele intervalelor de diametre şi mai mici la limitele subintervalelor. În figura 2 este dată ca exemplu o parte din ajustajul s6, în care se pot observa bine treptele neuniforme, amintite.

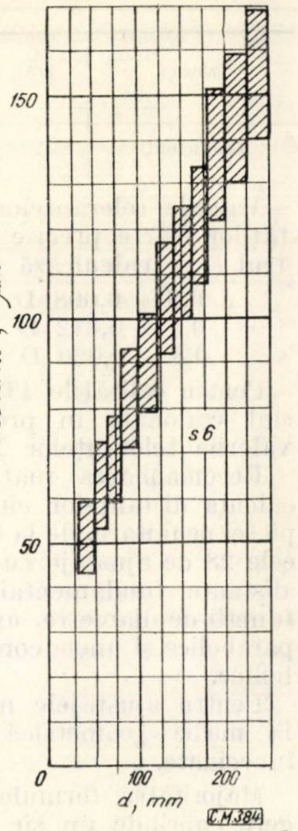


Fig. 2

O îmbunătăţire apreciabilă s-ar obţine dacă, în tabele, s-ar spori numărul intervalelor de diametre şi acestea s-ar alege cu media limitelor egală cu numerele normale. Alegînd de exemplu intervalele de diametre cu media egală cu numerele din seria R10, pînă la 6 mm diametru şi cu seria R20, pentru diametrele mai mari, pornind de la 0,5 mm diametru, ar fi necesare 50 de rînduri de valori în loc de 13–25, cîte sînt în prezent. Diferenţele maxime dintre valorile pentru limitele intervalelor ar scădea atunci sub 10%, pînă la 6 mm diametru şi sub 5% pentru diametrele mai mari. Nu apare nici o greutate în alcătuirea unor tabele mai ample şi nici în consultarea lor. Faţă de actualele tabele format A4 cu un maximum de 25 de rînduri de valori, ele ar avea 50 de rînduri.

Îmbunătăţirea aceasta poate fi introdusă fără nici o afectare a interschimbabilităţii pe plan internaţional. Recomandarea ISO nu interzice utilizarea formulelor pentru calcularea toleranţelor fundamentale şi a distanţelor fundamentale. Se apreciază deci că fiecare ţară este liberă să aplice valorile din tabelele ISO sau să-şi calculeze tabele proprii cu formulele ISO, care să contribuie la o ridicare apreciabilă a calităţii produselor.

b. Eşalonarea treptelor calităţilor de la IT6 la IT16 este în progresie geometrică cu raţia, relativ constantă, apropiată de R5 (1,58) cu mici excepţii. Între IT5 şi IT6 raţia este ceva mai mică, 1,39–1,50 la diferitele intervale de diametre, iar între IT01 şi IT1 creşte din nou la 1,50 – 1,66. Calităţile IT2, IT3 şi IT4 sînt intercalate între IT1 şi IT5, cu raţii avînd variaţii mari, 1,25–1,66, producînd abateri importante de la similitudine.

Alegerea formulelor pentru toleranţele fundamentale ale calităţilor foarte precise pare să nu fie cea mai judicioasă, căci ele duc la valori foarte mici la diametrele mici şi la valori reduse în proporţie mult mai mică la diametrele mari. Aşa de exemplu, valorile din tabelă sînt mai mici pentru IT01 decît pentru IT6:

de 20 ori în intervalul 0–3 mm,
de 27 ori în intervalul peste 30–50 mm şi numai
de 10 ori în intervalul peste 400–500 mm.

La diametrele mici se ajunge de altfel la toleranţe fundamentale mai mici de 1 μm, chiar pînă la 0,3 μm, ceea ce creează dificultăţi în fabricaţie datorită necesităţii realizării unor rugozităţi corespunzătoare, extrem de mici.

Un sistem ideal ar trebui să aibă trepte de calităţi eşalonate mai regulat, ceea ce se poate însă înfăptui numai prin îmbunătăţirea sistemului pe plan internaţional, prin Comitetul Tehnic ISO.

Caracterele ajustajelor

a) Formulele pentru calcularea distanţelor fundamentale ale cîmpurilor de toleranţă de la linia de referinţă (diametrul nominal) nu sînt toate omogene şi din această cauză nu asigură similitudinea. Reprezentarea grafică a valorilor din tabele duce uneori la întretăierea curbelor. Aşa de exemplu pentru ajustajul *s*, se obţine la diametre foarte mici valori mai mari decît ale ajustajelor *u* sau chiar *x*, care ar trebui să dea strîngeri minime mai puternice decît ajustajul *s* (fig. 3).

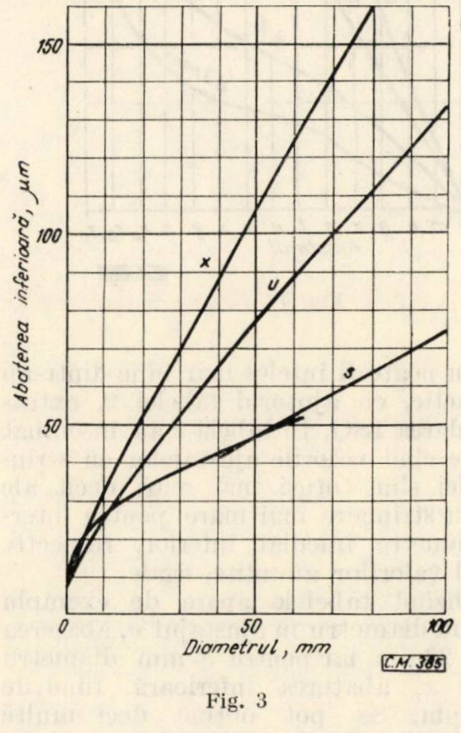


Fig. 3

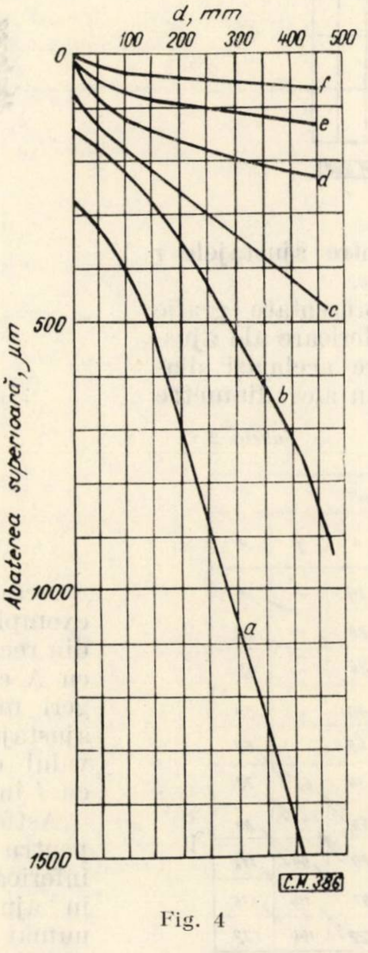


Fig. 4

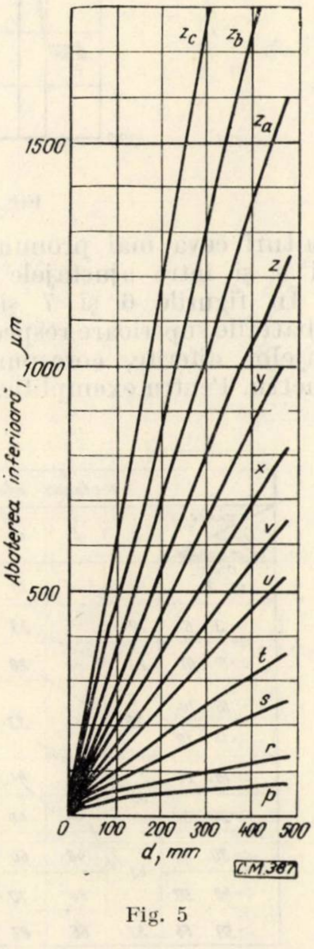


Fig. 5

Aceste întretăieri au fost înlăturate în tabele, ceea ce dovedeşte că s-a avut în vedere, într-o oarecare măsură, legea similitudinii.

În figurile 4 şi 5 sînt reprezentate grafic, pentru ajustajele cu joc, *a*–*f*, respectiv cu strîngere, *p*–*zc*, abaterile superioare, respectiv cele inferioare, corespunzătoare mediei intervalelor de diametre luate din tabelele ISO.

În grafice apar clar devierile de la legea similitudinii. La ajustajele cu joc devierile sînt mai pronunţate. De exemplu curbele ajustajelor *a* şi *b* au convexitatea în sus, celelalte invers. Raţia de creştere de la ajustajul *c* la *b* diferă mult de cea de la ajustajul *b* la *a*. Diferenţa este mare între diametrele 30–100, unde curba *b* se apropie mult de curba *c*.

În afară de aceasta abaterea superioară este prea mare pentru diametrele foarte mici, la ajustajele cu jocuri foarte largi. Aşa, de exemplu, la ajustajul *a* abaterea superioară este egală cu −0,270 mm pentru toate diametrele de la 0 la 6 mm diametru, iar pînă la 30 mm diametru, creşte abia la −0,300 mm. Diametrele foarte mici au astfel jocuri minime enorme, de exemplu, la 1,1 diametru de un sfert din diametrul nominal, iar la 30 mm diametru numai de 1/100 din diametrul nominal, ceea ce este nejustificat.

Ajustajele cu strîngere prezintă curbe cu variaţii mai asemănătoare. Se observă şi aici salturi ceva mai pronunţate între ajustajele *r* şi *s* şi între ajustajele *t* şi *x*.

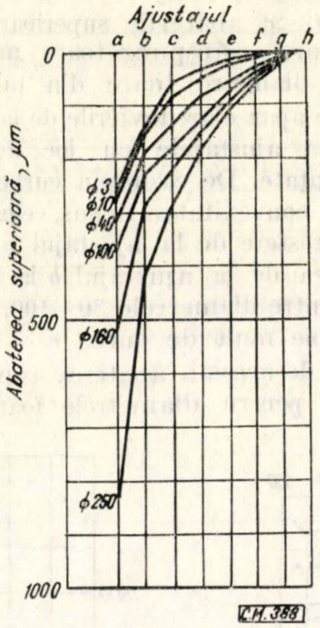
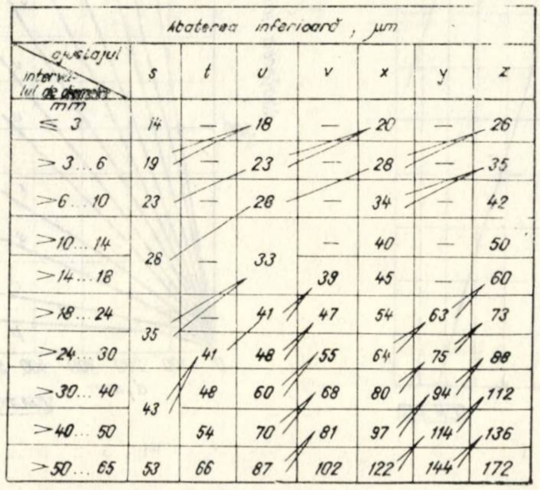


Fig. 6

În figurile 6 şi 7 sînt reprezentate grafic abaterile superioare respectiv inferioare ale ajustajelor diferite, corespunzătoare aceluiaşi diametru. Pentru exemplificare s-au ales diametre de 3, 10, 40 şi 100 mm. Şi aceste curbe scot în evidenţă devieri importante de la legea similitudinii. Devierile sînt mai pronunţate la ajustajele cu strîngeri, cauzînd variaţii cu totul neuniforme ale caracterului ajustajelor la diferite diametre.

Tabela 2



ajustajul / intervalul de diametre mm	Abaterea inferioară, μm s	t	u	v	x	y	z
≤ 3	14	—	18	—	20	—	26
> 3…6	19	—	23	—	28	—	35
> 6…10	23	—	28	—	34	—	42
> 10…14	28	—	33	—	40	—	50
> 14…18				39	45	—	60
> 18…24	35	—	41	47	54	63	73
> 24…30		41	48	55	64	75	88
> 30…40	43	48	60	68	80	94	112
> 40…50		54	70	81	97	114	136
> 50…65	53	66	87	102	122	144	172

b) În afară de aceasta tabelele cuprind, în apropierea limitelor intervalelor de diametre, distanţe fundamentale mai mari decît ale ajustajului învecinat, cu distanţă teoretică mai mare, dar aparţinînd intervalelor de diametre imediat inferioare.

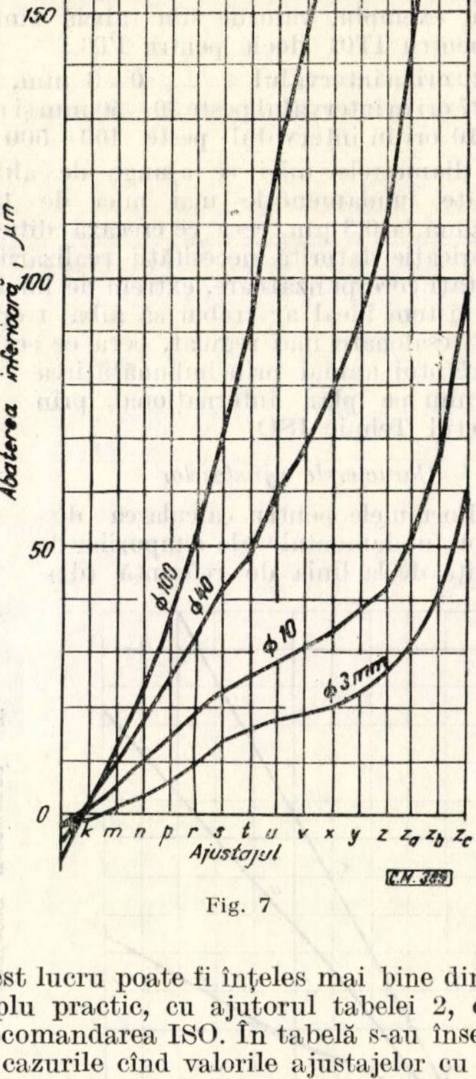


Fig. 7

Acest lucru poate fi înţeles mai bine dintr-un exemplu practic, cu ajutorul tabelei 2, extras din recomandarea ISO. În tabelă s-au însemnat cu Λ cazurile cînd valorile ajustajelor cu strîngeri mai mici sînt totuşi mai mari decît ale ajustajului cu strîngere mai mare pentru intervalul de diametre imediat inferior, respectiv cu / în cazul valorilor amintite, egale.

Astfel utilizînd tabelele apare de exemplu pentru 3,1 mm diametru în ajustajul *u*, abaterea inferioară de 23 μm, iar pentru 3 mm diametru în ajustajul *x*, abaterea inferioară fiind de numai 20 μm. Se pot obţine deci multe strîngeri mai puternice în primul caz, cu toate că ar trebui ca în ultimul caz să apară strîngeri mai puternice.

Prin calcularea distanţelor fundamentale pe intervale de diametre mai numeroase, s-ar obţine o diferenţiere mai fină a caracterelor ajustajelor, ceea ce se poate face de orice ţară fără a periclita interschimbabilitatea pe plan mondial.

CZ 621.919.2-428

Prelucrarea spiralelor interioare prin broșare

Cornel ONIGA și Emilian MĂRĂCINESCU

Prelucrarea spiralelor interioare cu mai multe începuturi la unele piese utilizate în industria constructoare de mașini, prin metoda clasică de strunjire cu cuțite profilate prezintă o productivitate scăzută datorită numărului de treceri necesare pentru îndepărtarea materialului din golurile spiralelor. În plus, apar erori mari de divizare pentru obținerea începuturilor spiralelor întrucît, după executarea unei spire este necesară rotirea piesei cu un unghi corespunzător pentru începutul celei de-a doua spire.

Pe baza studiilor făcute la U.M. Cugir, unde se fabrică un număr mare de piese cu spirale, interioare, autorii au ajuns la concluzia că procedeul rațional de prelucrare a spirelor este broșarea interioară. Acest procedeu prezintă următoarele avantaje :

— executarea tuturor spirelor dintr-o singură trecere ;

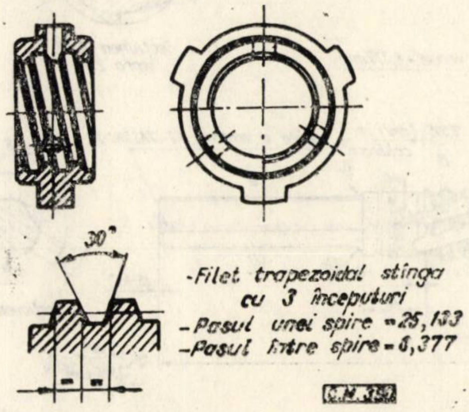

30°
-Filet trapezoidal stînga
cu 3 începuturi
-Pasul unei spire =25,133
-Pasul între spire = 8,377
C.M. 390

Fig. 1

— asigură calitatea suprafețelor prelucrate și precizia necesară a dimensiunilor ;

— elimină erorile de divizare pentru poziția începuturilor ;

— necesită o manoperă extrem de redusă, operația reducîndu-se la trecerea broșei prin piesă.

Acest procedeu de prelucrare este aplicat cu succes în prezent la executarea filetului trapezoidal stînga cu trei începuturi pentru piulița demarorului de la motoarele de automobil. În figura 1 este reprezentat desenul piesei, precum și profilul filetului trapezoidal. Materialul din care se execută piesa este 13 CN 35, laminat la cald.

Operația de broșare a filetului se realizează pe un strung de detalonat Hille, cu ajutorul broșei reprezentată în figura 4.

Sincronizarea mișcării de translație a căruciorului longitudinal cu mișcarea de rotație a broșei este asigurată de șurubul conducător al strungului

Pentru operația de broșare, suprafețele frontale și interiorul piesei sînt prelucrate în prealabil

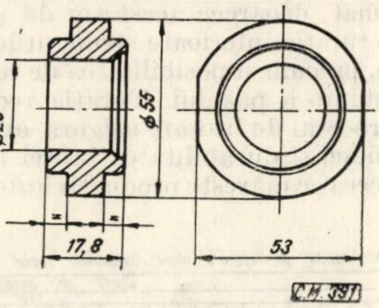


Fig. 2

la cote finale pe strunguri revolver. Pentru a nu permite rotirea piesei în timpul broșării, pe exteriorul încă neprelucrat al piesei sînt executate două aplatisări prin frezare (fig. 2).

Piesa, bine spălată în petrol, este așezată liber într-un dispozitiv de antrenare și avans montat pe cărucior. Broșa, introdusă prin orificiul piesei și a dispozitivului, este fixată între vîrfurile strungului avînd dinții de atac orientați spre vîrful rotativ al pinolei. Pentru ca broșa să primească mișcarea de rotație, coada sa care se așază în vîrful fix al strungului este frezată triunghiular și trece printr-un orificiu de aceeași formă executat într-o placă de antrenare fixată pe platoul mașinii (fig. 3).

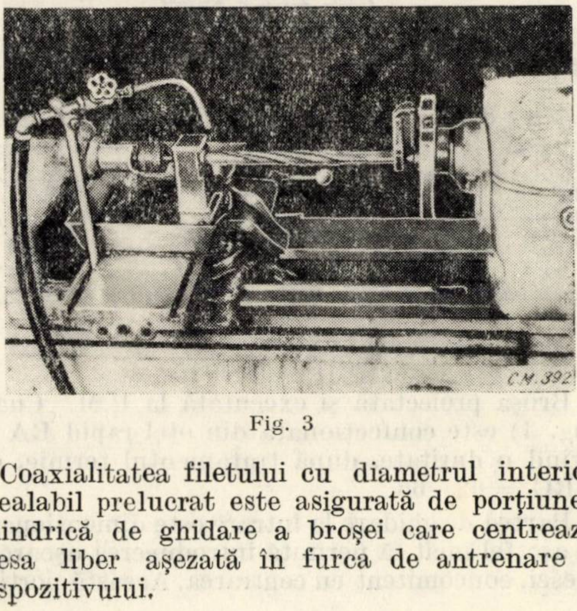


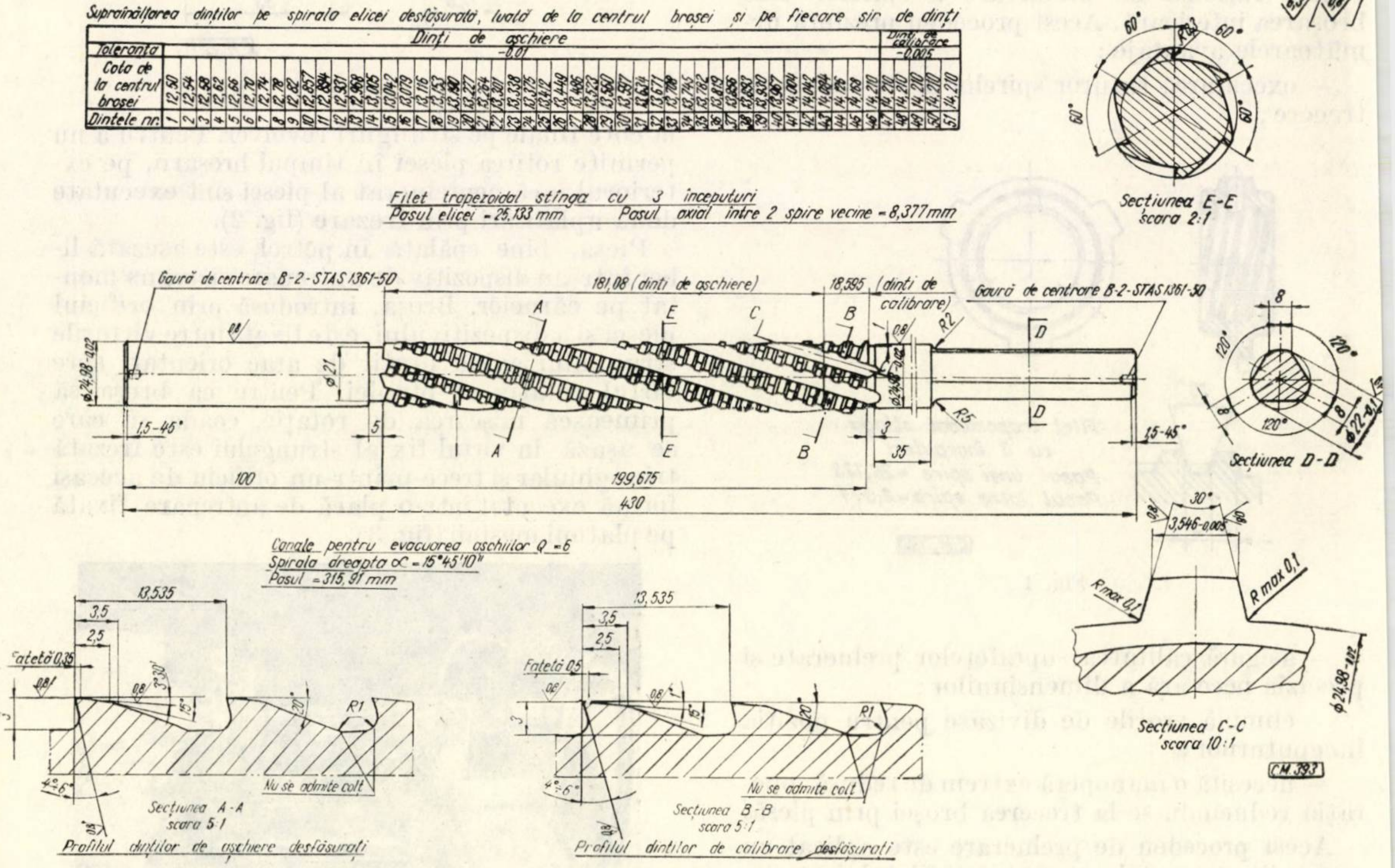
Fig. 3

Coaxialitatea filetului cu diametrul interior prealabil prelucrat este asigurată de porțiunea cilindrică de ghidare a broșei care centrează piesa liber așezată în furca de antrenare a dispozitivului.

La cuplarea mașinii, căruciorul longitudinal pe care este fixat dispozitivul primește o mișcare de avans spre stînga, egală cu pasul filetului, iar broșa în mișcare de rotație obligă piesa să se înșurubeze pe broșă cu pasul respectiv, realizînd astfel broșarea filetului. Regimul de lucru folosit este : $n = 11$ rot/min, iar avansul longitudinal este $a = 25{,}133$ mm/rot (pasul filetului).

În tot timpul lucrului se asigură o răcire abundentă cu ulei de rapiță printr-un jet puternic de ambele părți ale piesei, realizîndu-se astfel și evacuarea așchiilor de metal.

Pentru efectuarea operației s-a ales strungul de detalonat, deoarece acest tip de strung are trepte de turație inferioare strungurilor paralele obișnuite, precum și posibilitatea de reglare prin roți de schimb a pasului. Turația redusă utilizată în procesul de broșare asigură execuția corectă a piesei și durabilitatea broșei între două ascuțiri, ceea ce mărește productivitatea.


Supraînălțarea dinților pe spirala elicei desfășurată, luată de la centrul broșei și pe fiecare șir de dinți

	Dinți de așchiere												
Toleranța	-0,01												
Cota de la centrul broșei	12,50	12,54	12,58	12,62	12,66	12,70	12,74	12,78	12,82	12,857	12,894	12,931	12,968
Dintele nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

	Dinți de așchiere												
Toleranța	-0,01												
Cota de la centrul broșei	13,005	13,042	13,079	13,116	13,153	13,190	13,227	13,264	13,301	13,338	13,375	13,412	13,449
Dintele nr.	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26

	Dinți de așchiere												
Toleranța	-0,01												
Cota de la centrul broșei	13,486	13,523	13,560	13,597	13,634	13,671	13,708	13,745	13,782	13,819	13,856	13,893	13,930
Dintele nr.	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39

	Dinți de așchiere							Dinți de calibrare				
Toleranța	-0,01							-0,005				
Cota de la centrul broșei	13,967	14,004	14,042	14,084	14,126	14,168	14,210	14,210	14,210	14,210	14,210	14,210
Dintele nr.	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51

Filet trapezoidal stînga cu 3 începuturi
Pasul elicei = 25,133 mm Pasul axial între 2 spire vecine = 8,377 mm

Canale pentru evacuarea așchiilor Q = 6
Spirala dreapta α = 15°45'10"
Pasul = 315,91 mm

Gaură de centrare B-2-STAS 1361-50
181,08 (dinți de așchiere)
18,595 (dinți de calibrare)
Gaură de centrare B-2-STAS 1361-50
0,8
ϕ 24,98-0,02
ϕ 21
1,5-45°
5
A
E
C
B
D
R2
R5
3
35
100
199,675
430
1,5-45°
6,3
0,8
60°
R0,3
Secțiunea E-E
scara 2:1
8
120°
ϕ 22-0,1
Secțiunea D-D
30°
3,546-0,005
R max 0,1
ϕ 24,98-0,02
Secțiunea C-C
scara 10:1
CM 393
13,535
3,5
2,5
Fațetă 0,35
Fațetă 0,5
3°30'
15°
20°
R1
4°÷6°
Nu se admite colț
Secțiunea A-A
scara 5:1
Profilul dinților de așchiere desfășurați
Secțiunea B-B
scara 5:1
Profilul dinților de calibrare desfășurați

Fig. 4

Broșa proiectată și executată la U.M. Cugir (fig. 4) este confecționată din oțel rapid RA 1, avînd o duritate, după tratamentul termic, de HRC = 62–65.

Partea de ghidare la intrare este dimensionată în așa fel încît să permită introducerea ușoară a piesei, concomitent cu centrarea. Această porțiune a fost executată pe o lungime mai mare pentru a asigura fixarea piesei în dispozitiv și a sculei pe mașină. Pe porțiunea tăietoare se găsesc dinții de așchiere care efectuează prelucrarea propriu-zisă. Aceasta este partea cea mai importantă a broșei, deoarece de ea depinde calitatea și precizia lucrului efectuat.

Porțiunea are trei începuturi, adică, în lungul broșei sînt trei șiruri de dinți tăietori așezați în spirală și dispuși la 120° unul față de altul.

Pasul spiralei, luînd în considerare un singur șir de dinți, este de 25,133 mm. Fiecare dinte față de cel precedent are o supraînălțare de 0,035 mm, în așa fel încît ultimii dinți de calibrare au cota finală a piesei.

Dimensiunea fiecărui dinte de pe desenul broșei este dată față de axa de simetrie a sculei. Fiecare șir are un număr total de 49 de dinți tăietori. Profilul dintelului rezultă din frezarea unei spirale perpendiculare pe spirala danturii broșei. Luînd în calcul ca între doi dinți tăietori să existe un spațiu suficient de mare pentru colectarea și evacuarea așchiilor și în același timp să fie cel puțin trei dinți în contact cu piesa, a rezultat că sînt necesare șase asemenea spirale (fig. 4 — secțiunea E–E).

Broşa este prevăzută cu cinci dinţi de calibrare avînd dimensiunea de 14,90 mm faţă de ax. Profilul dinţilor de calibrare este identic cu cel al dinţilor tăietori, uşurînd prin aceasta execuţia broşei.

Partea de ghidare la ieşire este de două ori mai lungă decît grosimea piesei şi are diametrul exterior mai mic decît diametrul interior al orificiului piesei cu 0,02 mm.

Partea de antrenare are un profil triunghiular (fig. 4 — secţiunea D—D) şi prezintă o lungime care să asigure trecerea prin orificiul de antrenare aflat pe platoul strungului şi în acelaşi timp aşezarea în vîrful fix.

Forma dinţilor, unghiurilor de aşchiere, mărimea faţetelor, adîncimea golului între dinţi etc., s-au calculat în funcţie de manualele de specialitate şi experienţa uzinei.

Strunjirea de degroşare a secţiunii longitudinale cilindrice a broşei a fost execuată astfel : partea tăietoare a broşei, respectiv pe lungimea de 143 mm a fost strunjită conic, iar partea de calibrare şi porţiunile de ghidare strunjite cilindric, totul cu un adaus pentru rectificare de 0,2 mm.

Cu ajutorul unei freze profilate au fost frezate cele şase canale în spirală care, de fapt, reprezintă golul dinţilor sculei.

Filetul trapezoidal a fost tăiat pe un strung de detalonat (WMW) cu ajutorul unui cuţit profil prin treceri succesive, care are forma golului filetului.

Cuţitul a fost aşezat înclinat la un unghi λ, respectiv perpendicular pe spirala filetului. Pentru divizare, s-a utilizat tamburul gradat aşezat pe axa de comandă a maşinii. După executarea primei spirale, căruciorul longitudinal al maşinii se deplasează prin intermediul tamburului gradat al roţilor de schimb cu o lungime în aşa fel încît, la rotirea piesei şi deplasarea mesei pentru cursa de lucru, cuţitul aşchietor să vină în poziţia de a tăia al doilea canal avînd faţă de primul canal unghiul corespunzător, adică, 120°. La fel se procedează şi pentru tăierea canalului al treilea.

Filetul trapezoidal este tăiat în aşa fel încît fundul filetului să fie paralel cu axa broşei, adică nu se ţine seamă de înclinaţia dată la partea tăietoare.

După efectuarea acestor operaţii broşa este tratată termic pentru obţinerea durităţii.

Urmează aşa-numitele operaţii de finisare. Pe maşina de rectificat exterior se rectifică toate diametrele cilindrice, iar prin deplasarea păpuşii mobile se rectifică conic şi partea tăietoare a broşei. Prin această rectificare conică se obţine supraînălţarea pe dinte, întrucît unghiul conicităţii a fost astfel calculat, încît, de la un dinte tăietor la celălalt, să dea această diferenţă.

Flancurile dinţilor şi fundul filetului au fost executate pe o maşină de rectificat filet (Linder) cu ciclul automat de prelucrare, care dispune de un cap de comandă pentru divizare pe circumferinţă. Ascuţirea s-a realizat în mod normal.

Procedeul de prelucrare a spiralelor interioare prin broşare poate fi aplicat cu succes la execuţia filetelor cu mai multe începuturi. Se recomandă însă ca pentru profiluri de filet cu secţiune trapezoidală sau pătrată, lungimea piesei de executat să fie de maximum diametrul exterior al spiralelor înscrise în cerc. Aceasta pentru a asigura evacuarea aşchiilor în bune condiţii. Dat fiind preţul de cost ridicat al acestor tipuri de scule, utilizarea lor devine raţională numai în condiţii de producţie de serie mare sau de masă.

CZ 621.855 : 622.24.05 : 622.332

O nouă recomandare pentru calculul transmisiilor prin lanţ utilizate la utilajul petrolier

Viorel CRISTEA
Laureat al Premiului de Stat

În standardul API Std 7F, care se referă la lanţurile cu role utilizate la utilajul petrolier, corespunzînd dimensional standardelor naţionale DIN 8188, ASA 29, 1, STAS 5174–66 şi recomandării ISO TC 100, se fac o serie de recomandări în ceea ce priveşte proiectarea acestor transmisii.

După acest standard, determinarea capacităţii lanţului se face în baza unui coeficient de serviciu C_s, definit ca raportul dintre sarcina de rupere a lanţului S_r şi forţa maximă din ramura întinsă a lanţului F:

$$C_s = \frac{S_r}{F}. \qquad (1)$$

Acest coeficient de serviciu este indicat în standardul amintit în mod diferenţiat în raport cu specificul transmisiei (tabela 1), recomandarea fiind valabilă pentru instalaţii de foraj cu puteri mai mari decît 500 CP.

Tabela 1

Tipul transmisiei	Coeficientul de serviciu, C_s
Transmisia intermediară la antrenarea	
— sistemului de manevră	12–16
— pompelor	16–21
Antrenarea finală a pompei.	20–25
Antrenarea arborelui de transmisie la pompă[1]	20–25
Antrenarea troliului, situată între transmisia intermediară şi cutia de viteze	9–12
Antrenarea troliului, situată între cutia de viteze şi troliu	5–7
Cutia de viteze a troliului [2]	—
Antrenarea tobei de manevră pe partea de „încet"	2–3
Antrenarea tobei de manevră pe partea de „repede"	3,5–5
Antrenarea arborelui de transmisie la masă .	5–10
Antrenarea finală a mesei rotative	5–10
Antrenarea frînei hidraulice [3]	—

[1] De obicei, această transmisie are o distanţă mică între axe şi o suprafaţă mică de răcire a carcasei, ceea ce face uneori necesară introducerea unui sistem de răcire în cazul transmiterii unor puteri mari.

[2] Nu se dau valori pentru coeficientul de siguranţă din cauza factorilor care influenţează durata în serviciu a lanţurilor de la cutia de viteze.

[3] Nu se dau valori din cauza regimului de funcţionare foarte diferit al acestei transmisii.

Pentru transmisiile principale se recomandă numărul minim de dinţi la roata mică de 25, iar pentru alte transmisii care au condiţii speciale de funcţionare se recomandă o limită de 16 dinţi.

Viteza maximă a lanţului recomandată de API Std 7F şi turaţiile limită pentru diferite numere de dinţi sînt indicate în tabela 2. Dacă viteza lanţului de transmisie se află într-un raport variabil faţă de turaţia motorului de antrenare (cazul utilizării convertizoarelor hidraulice de cuplu) se admite o depăşire a valorilor din tabela 2 cu 10%.

În cele ce urmează se va încerca o analiză a recomandărilor cuprinse în API Std 7F privind calculul transmisiilor prin lanţuri cu role la utilajul petrolier în comparaţie cu metodele cunoscute deja pentru calculul acestora.

Se ştie că durata în serviciu a transmisiilor prin lanţuri cu role este determinată de solicitările unora din elementele lanţului, şi anume oboseala ecliselor, oboseala ansamblului bucşă-rolă, uzura şi griparea articulaţiilor. În mod practic, o durată în serviciu dată — de exemplu 15 000 h — poate fi asigurată la o transmisie standard (lungimea lanţului de 100 paşi, ungere corectă şi alungire maximă de 3%) dacă nu se depăşeşte puterea limită, care are, în raport cu turaţia roţii mici, pentru diferitele solicitări ale elementelor lanţului, alura din figura 1.

Pînă în prezent nu a putut fi elaborată o metodă unitară de calcul al transmisiilor prin lanţ, ci pentru fiecare din limitările enumerate au fost stabilite relaţii între parametrii de func-

Tabela 2

Pasul lanţului, mm	Pasul lanţului, in	Viteza maximă, m/s	Turaţia limită, rot/min, pentru $z_1 = 20$	$z_1 = 23$	$z_1 = 25$	$z_1 = 26$	$z_1 = 28$	$z_1 = 30$
25,4	1	25,4	2 900	2 600	2 390	2 300	2 140	1 965
31,75	1 1/4	22,85	2 150	1 875	1 725	1 660	1 540	1 440
38,1	1 1/2	20,35	1 600	1 390	1 280	1 230	1 133	1 095
44,45	1 3/4	17,8	1 195	1 040	960	920	855	800
50,8	2	15,25	895	780	715	680	640	600
63,5	2 1/2	12,7	598	520	478	460	425	400

ționare ai transmisiei. În vederea comparației, pentru fiecare din metodele de calcul cunoscute a fost determinată relația puterii limită, care a fost aplicată apoi în cazul unei transmisii specifice de la o instalație de foraj.

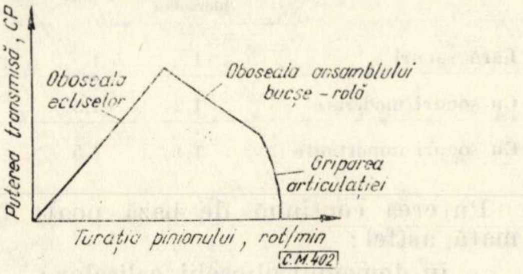


Fig. 1

În relațiile ce vor fi stabilite, forța maximă din ramura întinsă a lanțului F este dată de relația :

$$F = \frac{75\,P}{v} + \frac{q\,v^2}{g},\ \text{kgf}, \tag{2}$$

în care :

P este puterea transmisă, CP ;
v — viteza lanțului, m/s ;
q — masa lanțului, kg/m ;
g — accelerația gravitații, m/s².

Viteza lanțului este dată de relația :

$$V = \frac{\pi\,D_d \cdot n}{60},\ \text{m/s}, \tag{3}$$

în care :

D_d este diametrul de divizare, m ;
n — turația roții de lanț, rot/min.

a) Pentru metoda de calcul recomandată de API Std 7F, înlocuind în relația (1) expresia forței F dată (2), rezultă puterea limită :

$$P_s = \frac{v}{75}\left(\frac{S_r}{C_s} - \frac{qv^2}{g}\right),\ \text{CP}. \tag{4}$$

Sarcina de rupere a lanțului S_r este indicată în tabela 3.

Tabela 3

Pasul lanțului t		Sarcina de rupere S_r, kgf	Suprafața		Masa lanțului q, kg/m		
mm	in		eclisei A_e, mm²	articulației, A_a, cm²	lanț simplu	lanț dublu	lanț triplu
25,4	1	6 000	36	1,79	2,57	5,01	7,47
30,75	1 1/4	8 900	60	2,62	3,73	7,31	11,01
38,1	1 1/2	12 700	86	3,94	5,5	10,14	16,5
44,45	1 3/4	17 200	120	4,72	7,5	14,36	21,7
50,8	2	22 700	162	5,50	9,7	19,1	28,3
63,5	2 1/2	35 400	242	10,90	15,8	32,0	48,0

b) Verificarea la oboseala ecliselor în secțiunea minimă se face prin determinarea coeficientului de siguranță dat de relația :

$$C_e = \frac{[\sigma_v]}{k_l\,\sigma_v}, \tag{5}$$

în care :

$[\sigma_v]$ este amplitudinea limită, care se consideră egală cu 5 kgf/mm² ;
k_l — un coeficient de durabilitate pentru determinarea efortului echivalent indicat în tabela 4 ;
σ_v — amplitudinea efectivă dată de relația :

$$\sigma_v = \frac{F}{4j\,A_e}\ \text{kgf/mm}^2, \tag{6}$$

Tabela 4

Tipul transmisiei	Troliu	Transmisia intermediară	Transmisia la masa rotativă sau la pompe
Coeficientul de durabilitate, k_l	0,7	0,85	1,0

în care :

j este numărul de rînduri de zale ;
A_e — secțiunea minimă a eclisei, mm² indicată în tabela 3.

Din relațiile (2), (5) și (6) rezultă puterea transmisă :

$$P_v = \frac{v}{75}\left(\frac{4j\,A_e\,[\sigma_v]}{C_e} - \frac{q\,v^2}{g}\right),\text{CP}. \tag{7}$$

c) După [3], puterea maximă transmisă de un lanț este dată diferențiat în raport cu domeniul de funcționare a lanțului.

— În domeniul oboselii ecliselor ($n < 600$ rot/min) puterea transmisă este dată de relația :

$$P_e = j\,C_{pe}\,P_0,\quad \text{CP},$$

Tabela 5

Pasul lanțului t,	in	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2
	mm	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
Coeficientul de pas C_{pe} pentru oboseala ecliselor		0,36	0,72	1	1,52	1,78	2,78
Coeficientul de pas C_{bp} pentru oboseala ansamblului bucșe-role		0,615	0,77	1	1,09	—	—

în care :

C_{pe} este un coeficient în funcție de pas, dat în tabela 5 ;
P_0 — puterea transmisă de bază pentru un lanț simplu în funcție de turația n și numărul de dinți z_1 al roții mici dată în figura 2.

— În domeniul oboselii ansamblului bucșă-rolă ($n > 600$ rot/min), puterea transmisă este dată de relația :

$$P_{br} = jC_{pb}\, C_u\, P_0, \text{CP}, \qquad (9)$$

în care :

C_{pb} este un coeficient în funcție de pas dat în tabela 5 ;

C_u — un coeficient în funcție de utilizarea lanțului în instalația de foraj dat în tabela 6.

Tabela 6

Tipul transmisiei	C_u
Troliu	1,9
Cutia de viteze a troliului	2,1
Transmisia pompei	1,15
Transmisia mesei rotative	1,0

d) După recomandarea ISO, puterea continuă maximă transmisă de lanț este dată de relația :

$$P_c = \frac{j'\, P_{co}}{S}, \quad \text{CP}, \qquad (10)$$

în care :

j' este un coeficient dependent de numărul de rînduri dat de tabela 7 ;

S — un coeficient dependent de caracterul sarcinii dat de tabela 8 ;

P_{co} — puterea continuă de bază transmisă de un lanț simplu dată diferențiat în raport cu domeniul de funcționare a lanțului.

Tabela 7

Numărul de rînduri	Coeficientul j' pentru numărul de rînduri
2	1,7
3	2,5
4	3,3
6	5,0

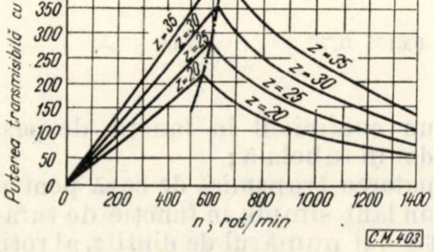


Fig. 2

Tabela 8

Tipul sarcinii antrenate	Tipul antrenării		
	motor cu combustie internă cu transmisie hidraulică	motor electric sau turbină	motor cu combustie internă sau transmisie mecanică
Fără șocuri	1	1	1,2
Cu șocuri moderate	1,2	1,3	1,4
Cu șocuri importante	1,4	1,5	1,7

Puterea continuă de bază poate fi exprimată astfel :

— în domeniul oboselii ecliselor :

$$P_{coe} = 0{,}004\, z_1^{1{,}08}\, t^{3-0{,}07t}, \quad \text{CP}. \qquad (11)$$

— În domeniul oboselii ansamblului bucșă-rolă pentru lanțuri cu pasul t cuprins între 0,5 in și 2,5 in :

$$P_{cob} = 17 \left(\frac{100\, Z_1}{n}\right)^{1{,}5} t^{0{,}8}, \quad \text{CP}. \qquad (12)$$

În relațiile (11) și (12) pasul t se exprimă în inci.

e) După DIN 8195 se face o verificare a lanțului la uzura articulațiilor prin condiția :

$$\frac{p_{ad}}{p} \geqslant 1, \qquad (13)$$

în care presiunea maximă admisă în articulația lanțului este dată de relația :

$$p_{ad} = p_{oad}\, \lambda_r\, \lambda'_u, \ \text{kgf/cm}^2, \qquad (14)$$

în care :

p_{oad} este presiunea maximă de bază admisă la articulația lanțului indicată diferențiat, pentru o durată de funcționare a lanțului de 15 000 h, respectiv 2 000 h (fig. 3) ;

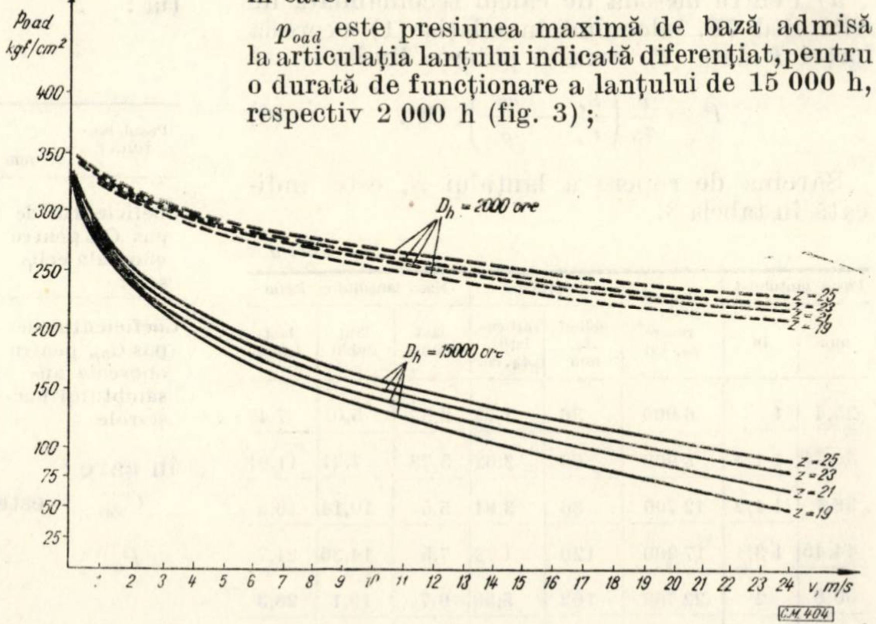


Fig. 3

Tabela 9

Coeficientul Y	Coeficientul λ_r															
	$A = 20\,t$				$A = 40\ t$				$A = 80\ t$				$A = 160\ t$			
	$i = z_2/z_1 =$				$i = z_2/z_1 =$				$i = z_2/z_1 =$				$i = z_2/z_1 =$			
	1	2	3	5	1	2	3	5	1	2	3	5	1	2	3	5
1	0,69	0,80	0,87	0,98	0,83	0,93	1	1,09	1	1,12	1,19	1,27	1,24	1,38	1,45	1,53
2	0,50	0,58	0,64	0,72	0,60	0,69	0,73	0,79	0,73	0,82	0,87	0,93	0,91	1,01	1,06	1,12
3	0,44	0,50	0,55	0,62	0,52	0,59	0,63	0,69	0,63	0,71	0,75	0,80	0,78	0,87	0,92	0,96
4	0,40	0,46	0,51	0,57	0,48	0,54	0,58	0,63	0,58	0,65	0,69	0,74	0,72	0,80	0,84	0,89

λ_r — un coeficient de corecție inidicat în tabela 9 în funcție de distanța între axe, de raportul de transmitere și de coeficientul de șoc Y indicat în tabela 10;

Tabela 10

Coeficientul Y	Condițiile de lucru
1	Funcționare fără șocuri
2	Șocuri mici cu sarcină pulsatoare medie
3	Șocuri mijlocii cu sarcină extrem de pulsatoare
4	Șocuri grele cu sarcină extrem de pulsatoare

λ_u — un coeficient dependent de condițiile de ungere ale lanțului indicat în tabela 11.

Pentru compararea metodelor de calcul enumerate anterior au fost reprezentate grafic, în funcție de turația pinionului, puterile limită ce pot fi transmise după aceste metode.

În figura 4 sînt reprezentate puterile transmise în cazul unui lanț 11/2 in cu 4 rînduri situat în transmisia intermediară care face legătura între cele două motoare ale unei instalații, în cazul că servește la antrenarea troliului, respectiv a pompelor. În aceeași figură este indicată și puterea maximă ce trebuie transmisă (puterea unui motor).

În figura 5 sînt reprezentate aceleași puteri în cazul unui lanț 11/2 in, cu 6 rînduri, care servește fie la antrenarea tubului (situat la ieșirea din transmisia intermediară), fie la antrenarea arborelui de transmisie al pompei. În figură sînt indicate și puterile ce trebuie transmise la troliu sau la pompa pentru noroi.

Tabela 11

Viteza lanțului v, m/s	Metoda		Coeficientul de corecție, λ_u			
	Optimă	Admisibilă	Ungere optimă sau admisă	Ungere insuficientă		Fără ungere
				cu murdărie	fără murdărie	
$v < 4$	Ungere prin picurare (cu 14 picături pe minut)	Ungere manuală cu ulei sau unsoare.		0,6	0,3	0,15
$4 < v < 7$	Ungere prin barbotaj în baie	Ungere prin picurare (circa 20 picături pe minut)	1,0	0,3	0,15	Nu se admite
$7 < v < 12$	Ungere sub presiune	Ungere prin barbotare în baie		Nu se admite		
$v > 12$	Ungere sub presiune cu pulverizarea uleiului	Ungere sub presiune				
	Dacă e nevoie se prevede răcirea uleiului					

Presiunea în articulație este dată de relația:

$$p = \frac{F}{j A_a}, \quad \text{kgf/cm}^2, \tag{15}$$

în care: A_a este suprafața articulației lanțului simplu în cm², dată în tabela 4.

Din relațiile (2), (13), (14) și (15) rezultă puterea maximă transmisă în funcție de presiunea în articulație:

$$P_a = \frac{v}{75}\left(j A_a p_{oad} \lambda_r \lambda_u - \frac{q v^2}{g}\right), \text{ CP.} \tag{16}$$

Alura variației puterii limită calculată după API Std 7F indică aparent o apropiere de metodele de calcul bazate pe oboseala ecliselor și pe presiunea admisibilă în articulație. Acest lucru poate fi ușor verificat dacă se ține seamă de faptul că la lanțurile cu role utilizate în utilajul petrolier sarcina de rupere și elementele geometrice sînt proporționale cu pasul t exprimat în mm, ceea ce corespunde, cu anumite abateri, relaţiilor :

$$S_r = 8{,}8\ t^2, \quad \text{kgf}; \qquad (17)$$

$$A_e = 0{,}0638\ t^2, \text{mm}^2; \qquad (18)$$

$$A_a = 2{,}7 \cdot 10^{-3}\ t^2, \text{cm}^2. \qquad (19)$$

Dacă se neglijează influenţa forţei centrifuge şi se consideră relaţiile (1), (6), (17), (18) rezultă :

$$\sigma_v = \frac{34{,}5}{C_s}, \quad \text{kgf/mm}^2. \qquad (20)$$

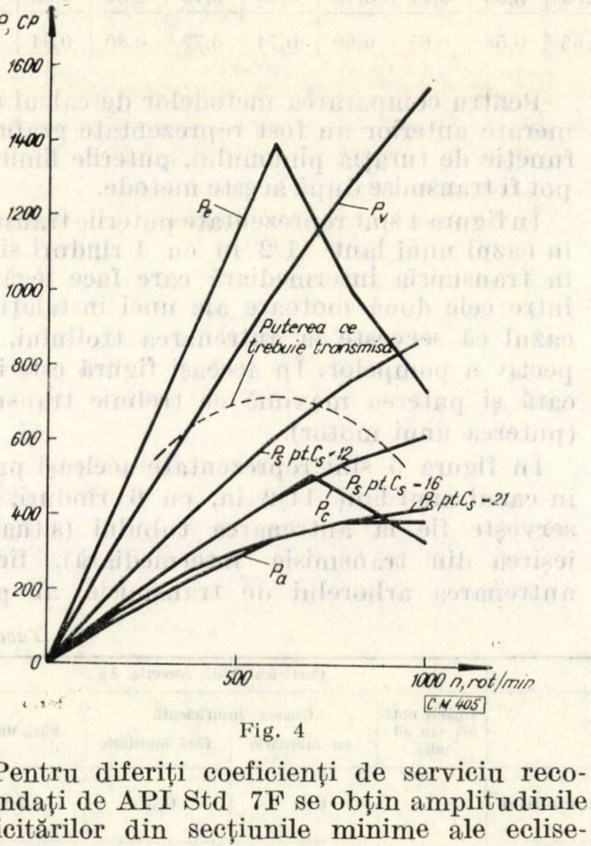


Fig. 4

Pentru diferiţi coeficienţi de serviciu recomandaţi de API Std 7F se obţin amplitudinile solicitărilor din secţiunile minime ale eciselor indicate în tabela 12. Se observă că pentru coeficienţii de serviciu recomandaţi rezultă, în funcţie de destinaţia lanţului, valori foarte diferite de amplitudinea limită $(\sigma_v) = 5$ kgf/mm².

În mod similar, din relaţiile (1), (14), (15), (17) şi (18) se obţine :

$$p_{oad} = \frac{3{,}26 \cdot 10^3}{C_s\ \lambda_r\ \lambda_u}, \quad \text{kgf/cm}^2. \qquad (21)$$

Pentru diferiţi coeficienţi de serviciu recomandaţi de API Std 7F se obţin presiunile în articulaţie din tabela 13, care sînt sensibil mai mari decît acelea indicate în figura 3.

Din cele arătate iese în evidenţă faptul că metoda coeficienţilor de serviciu nu poate fi apropiată de metodele de calcul al lanţurilor bazate pe oboseala eciselor şi uzura articulaţiilor.

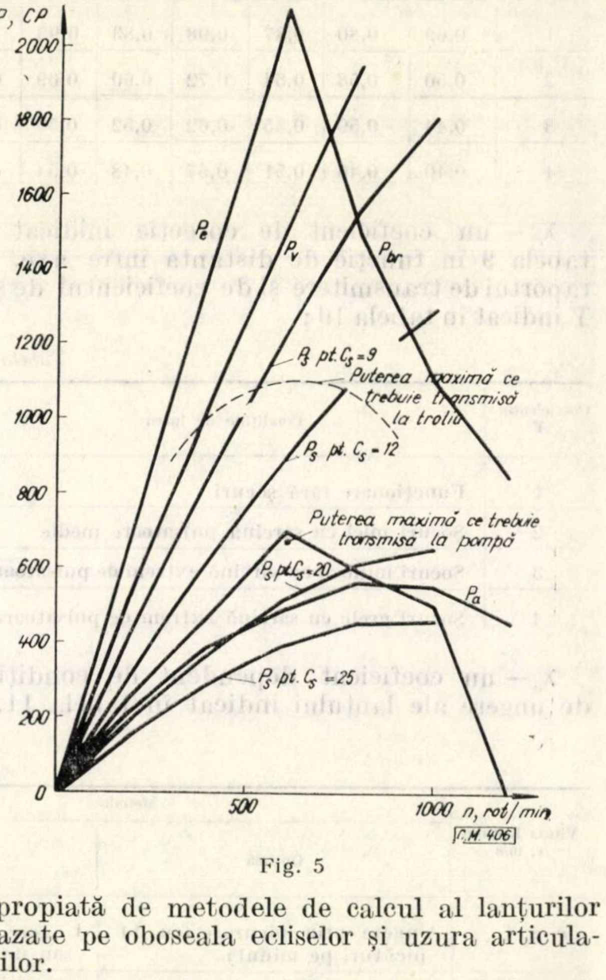


Fig. 5

Recomandările din API Std 7F pot fi explicate dacă se consideră uzura articulaţiilor, proporţională cu lucrul mecanic W_h efectuat în D_h ore de o articulaţie a lanţului dat de relaţia

$$W_h = 3600\,\frac{\mu\,\pi\,d_3}{z_1}\,\frac{V}{t}\,D_n\,\frac{i+1}{i}\left(\frac{75\,P}{v} + \frac{q\,v^2}{g}\right), \quad \text{kgf}, \qquad (22)$$

Tabela 12

C_s	2	3	3,5	5	7	10	12	16	20	21	25
σ_v kgf/mm²	17,25	11,5	9,85	6,9	4,92	3,45	2,87	2,15	1,72	1,64	1,38

Tabela 13

C_s	2	3	3,5	5	7	10	12	16	20	21	25
p_0 kgf/cm²	2 720	1 815	1 558	1 090	778	545	454	340	272	259	218

în care :

μ este coeficientul de frecare ;

d_3 — diametrul bolțului, m ;

i — raportul de transmitere al transmisiei.

Uzura apare ca o mărire Δt a pasului lanțului, proporțională cu pasul lanțului. Dacă lanțul are X zale și uzura se caracterizează printr-un coeficient K_1 se poate scrie :

$$\Delta t\, A_a X = W_h K_1. \tag{23}$$

Se observă că alungirea totală prin uzură ΔtX a lanțului este proporțională cu mărimea :

$$U = K_2 v\left(\frac{75\,P}{v} + 2\,\frac{q\,v^2}{g}\right), \tag{24}$$

în care K_2 este o constantă.

Dacă se neglijează parțial prezența forțelor centrifuge, făcîndu-se aproximația :

$$F \cong \frac{75\,P}{v} + 2\,\frac{q\,v^2}{g}, \tag{25}$$

se poate scrie :

$$\frac{U}{K_1} = S_r\,\frac{v}{C_s}. \tag{26}$$

Această relație nu corespunde cu rezultatele unor serii de experiențe, după care legătura dintre uzura ΔtX și presiunea specifică în articulație nu are un caracter liniar, ci unul exponențial.

Relația (26) constituie explicația recomandărilor cuprinse în API Std 7F : pentru a se obține o uzură constantă a lanțului, coeficientul de serviciu C_s se consideră proporțional sau egal cu viteza v a acestuia.

Într-adevăr, din examinarea tabelei 1 se observă că valorile recomandate pentru C_s sînt foarte apropiate de viteza lanțurilor care deservesc tipurile de transmisie considerate.

În concluzie se poate afirma că recomandările privind calculul lanțurilor la utilajul petrolier cuprinse în API Std 7F, deși nu pot fi justificate prin prisma metodelor de calcul cunoscute pentru acestea, sînt confirmate de comportarea corespunzătoare a lanțurilor la un număr mare de instalații de foraj, realizate în diferite țări, printre care și România.

BIBLIOGRAFIE

[1] API Std 7F—API Specification for Oil Field Roller Chain.

[2] ISO/TC 100 Draft ISO Proposal for Short Pitch Transmission Precision Roller Chains and Chain Wheels.

[3] Duane Lackey. Proper Selection of Engine Compund In : Wordl Oil, oct. 1958.

[4] ASA B 29.1 Transmission Roller Chains and Sprocket Teeth.

[5] DIN 8195 Hülsenketten, Rollenketten, Berechnung der Antriebe.

Brevete

Brevet nr. 48296—21.IX.1965 — Mașină de rectificat și detalonat cuțitele roată — Gheorghe Lovin.

Invenția se referă la o mașină de rectificat și detalonat flancurile dinților de cuțite roată cu dinți drepți și înclinați folosind două discuri abrazive înclinate, care au axele de rotație în plane diferite, iar scula supusă prelucrării execută numai o mișcare oscilatorie circulară în jurul propriei sale axe.

Se dă un exemplu de realizare a invenției în legătură și cu figurile 1, 2, 3, care reprezintă :

— figura 1, reprezentarea schematică a mașinii ;

— figura 2, vedere schematică a discurilor abrazive în plan vertical ;

— figura 3, vedere schematică a discurilor în plan orizontal.

Mașina (fig. 1, 2 și 3) este formată dintr-un batiu *1* pe care este montat un suport longitudinal *2*, pe care poate culisa un suport transversal *3*, pe care este fixat un cadru *4*, două benzi elastice *5* și *5′* montate între cadrul *4* și înfășurate sub un unghi pe un tambur de rostogolire *6* care are o mișcare circulară oscilatorie datorită unei deplasări rectilinii a cadrului *4* într-un plan orizontal. Pe tamburul de rostogolire *6* este montat un dispozitiv de divizare *7* și un cuțit roată *8* pentru detalonarea dinților cu ajutorul a două discuri abrazive *9* și *9′*, antrenate într-o mișcare de rotație cu două electromotoare *10* și *10′*, prin intermediul unor transmisii cu curea *11* și *11′* și corectate în timpul lucrului cu două vîrfuri de diamant *12* și *12′*, montate pe două plăci *13* și *13′*.

Pentru detalonarea cuțitelor roată cu dinți cele două discuri abrazive *9* și *9′* se reglează cu ajutorul unor pene *14* și *14′*, în

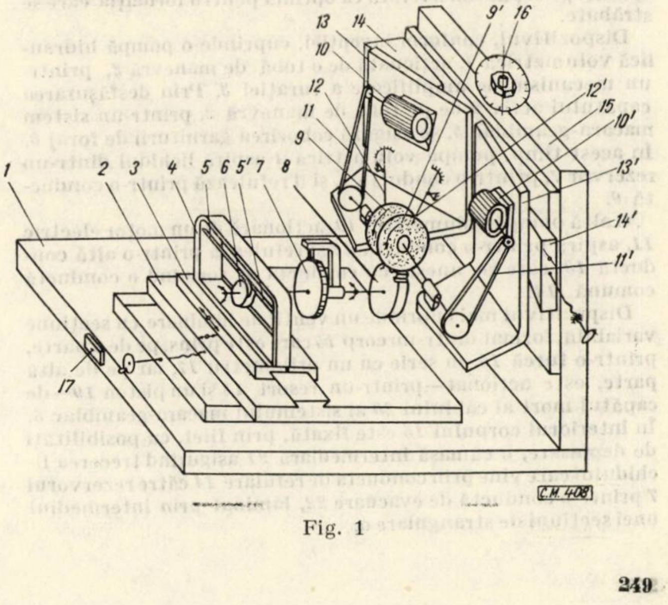


Fig. 1

aşa fel încît axele lor să nu fie în acelaşi plan, iar pentru cuţitele roată cu dinţi înclinaţi se roteşte o placă *15* cu ajutorul unui tambur gradat *16*. Un dispozitiv numărător *17* înregistrează numărul de oscilaţii ale tamburului de rostogolire *6* în timpul operaţiei de detalonare a unui dinte al cuţitului roată *8*, permiţînd repetarea ciclului de lucru automat.

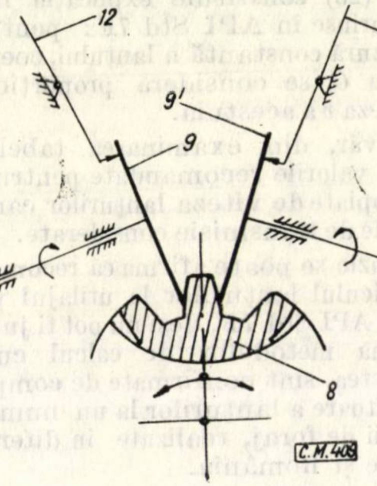


Fig. 2

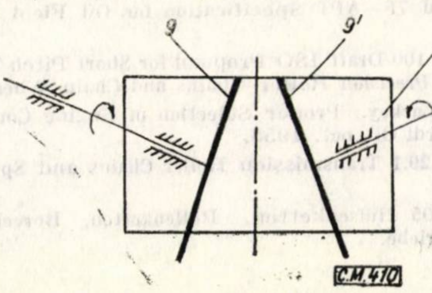


Fig. 3

Maşina prezintă următoarele avantaje :
- construcţie simplă şi robustă ;
- productivitate mărită.

Brevet nr. 48884–29.XII.1964 — Dispozitiv pentru menţinerea constantă a apăsării pe sapă la forajul sondelor — ing. Mihai Beloiu

Invenţia se referă la un dispozitiv hidraulic pentru menţinerea constantă, în timpul forajului sondelor, a unei anumite apăsări pe sapă, considerată ca optimă pentru formaţia care se străbate.

Dispozitivul, conform invenţiei, cuprinde o pompă hidraulică volumetrică *1*, acţionată de o tobă de manevră *2*, printr-un mecanism de amplificare a turaţiei *3*. Prin desfăşurarea capătului activ *4* de pe toba de manevră *2*, printr-un sistem macara-geamblac *5*, se asigură coborîrea garniturii de foraj *6*. În acest timp, pompa volumetrică *1* aspiră lichidul dintr-un rezervor *7*, printr-o conductă *8*, şi îl refulează printr-o conductă *9*.

O altă pompă volumetrică *10*, acţionată de un motor electric *11*, aspiră printr-o conductă *12* şi refulează printr-o altă conductă *13*, care se uneşte cu conducta *9*, formînd o conductă comună *14*.

Dispozitivul mai cuprinde un ventil de laminare cu secţiune variabilă, format dintr-un corp *15* care este prins, pe de o parte, printr-o furcă *16*, în serie cu un drilometru *17*, iar pe de altă parte, este acţionat–printr-un resort *18* şi un piston *19*—de capătul mort al cablului *20* al sistemului macara-geamblac *5*. În interiorul corpului *15* este fixată, prin filet, cu posibilităţi de deplasare, o cămaşă intermediară *21* asigurînd trecerea lichidului care vine prin conducta de refulare *14* către rezervorul *7* printr-o conductă de evacuare *22*, laminat prin intermediul unei secţiuni de strangulare *a*.

Dispozitivul funcţionează în felul următor : în regimul de funcţionare în echilibrul respectiv, atunci cînd apăsarea pe talpa sondei este cea prestabilită, garnitura *6* coboară cu o viteză constantă, fapt care determină o rotaţie constantă a pompei *1* şi deci, un debit de lichid constant pe conducta de refulare *14*. Datorită faptului că garnitura *6* realizează o apăsare constantă pe talpa sondei se realizează şi o tensiune constantă în capătul mort *20* al cablului şi o anumită săgeată a resortului *18*, asigurîndu-se o anumită secţiune de laminare *a*. În capătul activ *4* al cablului se asigură de asemenea o tensiune constantă, deci un moment constant la antrenarea pompei *1*, ceea ce determină o presiune constantă în conducta de refulare *14*. Poziţia de echilibru se realizează atunci cînd secţiunea de laminare *a* este atît de mare, încît fluidul cu debit constant din conducta *14* îşi pierde toată presiunea la trecerea sa prin secţiunea de laminare.

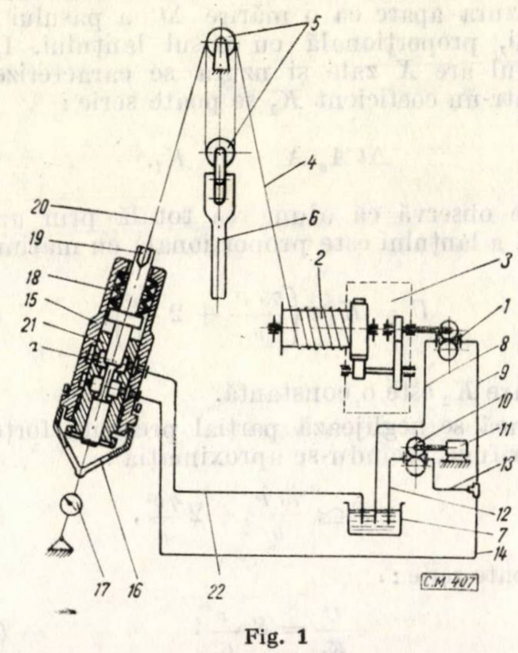


Fig. 1

La o creştere accidentală a apăsării pe sapă, se creează o scădere a tensiunilor din cabluri, micşorarea tensiunii în capătul mort *20* provoacă o micşorare a săgeţii resortului *18* şi deci o micşorare a secţiunii de laminare *a*, respectiv o creştere de presiune în conducta *14*. În această situaţie pompa *1* are de învins o presiune mai mare şi deci, la capătul activ *4* al cablului, valoarea turaţiei tobei *2* poate scădea pînă la zero ; în unele cazuri pompa *1* poate chiar să-şi schimbe sensul, transformîndu-se în acest fel în motor hidraulic alimentat de debitul pompei *10*. Datorită acestui fapt garnitura *6* este ridicată de pe talpă, restabilindu-se automat situaţia de echilibru a apăsării iniţiale.

O micşorare a apăsării pe sapă provoacă creşterea tensiunii în capătul mort *20* al cablului, comprimarea resortului *18*, mărirea secţiunii de strangulare *a*, scăderea presiunii în conducta *14*, mărirea turaţiei tobei *2*, coborîrea mai rapidă a garniturii *6* şi restabilirea apăsării pe sapă.

În felul acesta dispozitivul îşi stabileşte o anumită poziţie de echilibru la o sarcină anumită, determinată chiar de condiţiile de echilibru la o sarcină anumită. Pentru a aduce această apăsare constantă la o valoare prescrisă se deplasează cămaşa *21* în interiorul corpului *15*, chiar în timpul funcţionării dispozitivului, şi astfel se stabilesc alte condiţii de echilibru la alte comprimări ale resortului *18*, deci alte apăsări pe sapă, care se indică de drilometrul *17*.

Dispozitivul prezintă următoarele avantaje :
- construcţie simplă şi întreţinere uşoară ;
- stabilitate în menţinerea apăsării pe sapă ;
- reversibilitate, putînd stabili rapid apăsarea dorită pornind de la apăsări, fie mai mari, fie mai mici ;
- o gamă largă a apăsărilor prestabilite.

Documentare

Realizări recente în domeniul extruziunii hidrostatice. În: Machinery nr. 2780, vol. 108.

În domeniul extruziunii hidrostatice au fost realizate o serie de încercări (National Engineering Laboratory şi United Kingdom Atomic Energy Authority) cu o maşină (Fielding and Platt Ltd) a cărei schemă apare în figura 2.

Procedeul extrudării hidrostatice apare în principiu în figura 1; trebuie notat că pistonul *1* nu atinge bara *2* ci serveşte numai pentru comprimarea fluidului ce realizează presiunea hidrostatică necesară. Evident, extremitatea barei trebuie să prezinte o formă conică, corespunzătoare filierei *3*, pentru a împiedica, la începutul operaţiei, ieşirea fluidului comprimat.

Procedeul permite limitarea pierderilor din procesul normal de extruziune, pierderi datorite frecărilor dintre bară şi cameră şi a frecărilor în filieră. În cazul extruziunii hidrostatice, fluidul înconjoară complet bara, acţionînd ca un lubrifiant. Este de mare importanţă faptul că nu există o limitare a raportului lungime-diametru pentru bară.

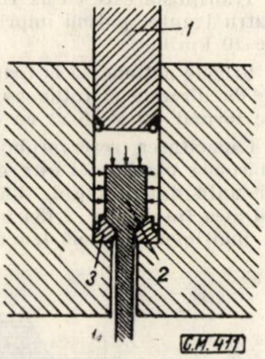


Fig. 1

La maşina care apare schematic în figura 2, s-a preferat să se separe camera *1* de cilindrul *2*, pentru a se putea schimba bara fără demontarea pistonului. Pentru realizarea presiunii necesare în cilindrul *2*, s-a montat la partea superioară a maşinii cilindrul *3* cu dublu efect. Introducînd azot la 210 kgf/cm^2 în partea superioară se realizează cursa de lucru, iar introducînd ulei în camera inferioară se comandă cursa de întoarcere (în figură s-au mai notat: *4* — azot gazos, *5* — camera de extruziune, *6* — pistonul, *7* — ventil de reglare). Prin intermediul ventilului de reglare *7* se poate realiza o contrapresiune care permite reglarea vitezei pistonului. Cum diametrul cilindrului *2* este mult inferior celui al cilindrului *3*, presiunea poate ajunge la valori mari (circa 8 000 kgf/cm^2). Prelungind tubul de ieşire şi umplîndu-l cu apă, se înlătură pericolul ca piesa să fie eliminată în mod violent la sfîrşitul operaţiei (defect comun la primele maşini de acest fel).

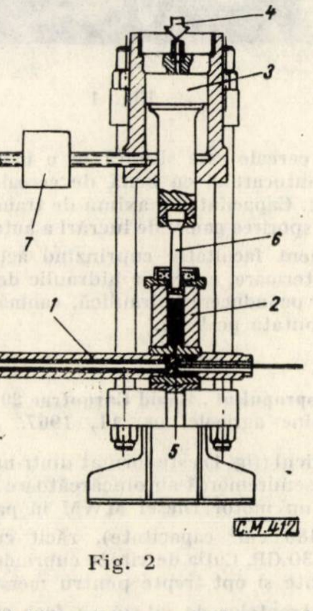


Fig. 2

Cercetări şi metode de fabricaţie. In: La Machine Moderne nr. 6, 1967.

Rezistenţa la oboseală a oţelurilor inoxidabile este puternic influenţată de procedeul de prelucrare respectiv (R.F.G.). Astfel, un oţel inoxidabil stabilizat cu niobiu a fost supus încercărilor, utilizîndu-se epruvete martor rectificate electrolitic şi notate cu 100 %. Epruvetele rectificate în mod normal, rectificate şi polizate mecanic sau strunjite fără rizuri, au precizat ca valori relative pentru rezistenţa la oboseală 119, 127 şi 133 %, în cazul încercărilor realizate în aer liber; la încercările efectuate în apă de mare s-au obţinut: 83,3, 93,4 şi respectiv 103,1 %.

S-a constatat că proiectarea unui jet de apă pe o suprafaţă metalică are un efect mai corespunzător decît durificarea cu alice a suprafeţei (U.R.S.S.). Astfel, jeturile pulsatorii de apă cu o presiune de 5 000—18 000 bar determină durificarea superficială a oţelurilor. Gradul şi adîncimea stratului durificat sînt comparabile cu cele obţinute la durificarea cu alice, cu observaţia că — în acest caz — suprafeţele nu sînt alterate; apa are rol concomitent de sculă şi refrigerent.

Aluminiul poate fi tăiat cu ajutorul arcului electric, utilizîndu-se ca atmosferă protectoare un amestec de argon şi 50 % amoniac (U.R.S.S.). Operaţia de tăiere decurge de două ori mai repede decît în cazul argonului simplu, iar marginea tăieturii este mult mai netedă.

Tratarea oţelului cu oxigen lichid este mult mai corespunzătoare decît utilizarea oxigenului gazos (R.P.P.); instalaţia este mai simplă şi de dimensiuni mai reduse. Reacţia este mai puţin violentă şi se degajă o cantitate de căldură mai mică, o parte fiind absorbită prin vaporizarea oxigenului şi încălzirea oxigenului gazos. În unele cazuri — producţia fontei — oxigenul este turnat într-un buzunar; în alte cazuri este pompat sub presiune.

Controlul maşinilor de rectificat cilindric a demonstrat că diversele organe ale maşinilor se încălzesc în mod diferit după 6—8 ore de lucru (R.F.G.). De exemplu, temperatura sistemului hidraulic creşte cu 23°C în timp ce temperatura rezervorului creşte cu numai 3°C. Dilatarea diferenţială a determinat o micşorare cu 60 μm a distanţei dintre vîrfuri. În cazul cînd nu se verifică în mod frecvent diametrul pieselor în timpul fabricaţiei de serie, diferenţele de dilatare pot produce abateri de mai multe zeci de microni de la diametrul nominal.

Durata de utilizare a poansonului din oţel poate fi mult sporită utilizînd o placă-matriţă din carbură de tungsten în locul celei din oţel (U.R.S.S.). Astfel, în cazul unei matriţe pentru piese de transformator a fost înlocuită placa-matriţă din oţel cu alta din carbură de tungsten; materialul poansonului era un oţel cu conţinut redus de crom şi tungsten. Durata între ascuţiri în cazul matriţei din oţel era de 5—6 000 piese. Cu noua placă-matriţă, durata între ascuţiri a ajuns la 300 000 piese, iar pentru poanson la 35 000 piese, cu toate că s-a folosit pentru poanson acelaşi material. Explicaţia constă în aceea că placa-matriţă din carbură permite tăierea materialului la o pătrundere redusă a poansonului; de unde o presiune mai redusă asupra tăişului acestuia şi deci o durată de utilizare mai mare.

Bile din oţel obţinute direct din bară prin laminare la cald. In: Engineering News, nr. 263, 1966.

Bile din oţel pentru mori cu bile sau pentru lagăre, de diametru de peste 25 mm, sînt realizate în prezent direct din bară prin laminare la cald, într-o nouă întreprindere instalată în Anglia, după un proiect sovietic.

Noua instalaţie necesită un spaţiu mai redus decît cele utilizînd procedeele obişnuite, iar productivitatea este cu mult mai mare. Bilele realizate sînt calitativ superioare, iar economia de material ajunge pînă la 20 %.

Instalaţia constă dintr-un cuptor oscilant, în care sînt încălzite barele de 3 000—3 600 mm la o temperatură de

850—1 000°C, un mecanism de transfer la instalaţia de laminare, o groapă de răcire şi un extractor transportor cu palete pentru produsele finite.

Dispozitivul de laminare constă dintr-o carcasă rectangulară cu ghidaje pentru cei doi cilindri reglabili reciproc sau independent. Axele cilindrilor sînt acţionate de un motor prin intermediul unei cutii cu angrenaje.

Suprafaţa exterioară a cilindrilor posedă canale elicoidale, corespunzătoare tipului şi dimensiunilor bilelor în curs de execuţie. Două plăci subţiri montate între cilindri (fig. 1 *b*) asigură centrarea barei în timpul procesului de laminare.

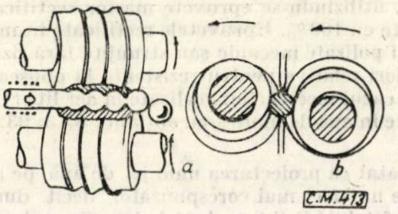


Fig. 1

În timpul funcţionării (fig. 1 *a*), bara avansează către cilindrii care se rotesc în mod continuu şi, trecînd prin canalele elicoidale, este laminată într-o formă aproximativ sferică, pentru ca la ieşirea din ultimul canal să se separe sub forma unei sfere finite.

Fiecare rotaţie completă a cilindrilor produce o sferă şi procesul continuă pînă la capătul barei; în acest moment, un semnal determină deplasarea automată a barei următoare din cuptor şi plasarea ei în mecanismul de transfer.

Bilele de 25,4 mm diametru sînt produse cu o viteză de 180 buc. min, iar cele cu un diametru de 50,8 mm cu o viteză de 80 buc. min. Precizia se menţine în cadrul toleranţei normale de 0,38 mm cu o finisare foarte bună.

În cazul bilelor pentru rulmenţi, cilindrii prezintă o formă modificată, lăsînd fise la extremităţile bilelor pentru a evita posibilitatea suprapunerilor sau eventualele incluziuni.

Autocamioneta „Rapid Alltrac 550”. În : Le Tracteur et la machine agricole, nr. 11, 1967.

Acest vehicul tractor şi purtător cu patru roţi motoare, este indicat atît pentru regiunile de cîmpie, cît şi pentru cele de munte. Construcţia lui este tot atît de solidă ca şi aceea a unui tractor, iar confortabilitatea este echivalentă cu aceea a unui automobil. Se livrează cu motor cu benzină sau cu motorină. Cutia de viteze are şase trepte de mers înainte (între 1,8 şi 19,7 km/h) şi trei trepte de mers înapoi (între 2,2 şi 6,1 km/h).

Datorită tracţiunii pe cele patru roţi şi a celor nouă rapoarturi diferite de demultiplicare, autocamioneta poate fi utilizată, practic, pe toate terenurile. Frînele hidraulice acţionează asupra celor patru roţi şi sînt de tip cu segmenţi interiori. Scaunele sînt prevăzute cu un sistem de suspensie special, cu amortizare hidraulică.

Şasiul este de tipul cu tub central. Dimensiunile platformei de încărcare sînt 1,5 × 3,0 m. Greutatea vehiculului este de 930 kgf (fără platformă). Sarcina utilă este de 1 500 kgf, fără roţi duble şi de 2 000 kgf, cu roţi duble. Este prevăzut cu pneuri 7,00—12″ cu şase inserţii, de tipul celor pentru roţile motoare ale vehiculelor agricole. Instalaţia electrică cuprinde un demaror, faruri, clacson, lumină de spate, semnalizator. Motorul este montat în faţă, între cele două scaune. Pentru benzină se foloseşte motorul Motosacoche de 15 CP (patru timpi, doi cilindri, răcire cu aer) sau motorul Motosacoche de 10 CP (patru timpi, un cilindru, răcire cu aer). Pentru motorină se foloseşte motorul Diesel Lombardini monociclic de 12—14 CP, prevăzut cu pompă de injecţie Bosch şi răcit, de asemenea, cu aer.

Autocarul agricol „Venture”. În : Agricultural Engineering, nr. 6, 1967.

La seminarul ţinut cu proiectanţii de utilaje agricole s-a prezentat un autocar agricol (fig. 1), conceput ca vehicul de teren (în afara şoselelor). El prezintă atît avantajele camionului obişnuit, cît şi pe cele ale remorcii folosite în mod normal.

Autorul precizează că proiectul autocamionului agricol a fost oferit pentru a fi folosit ca atare sau pentru a stimula dezvoltarea acestuia. El prevede amplasarea motorului sub benă, în faţa axului posterior unde se cuplează cu axul motor.

La cabina deschisă se foloseşte un cadru arc, ca mijloc de sprijin pentru protejarea conducătorului în cazul unor încărcături deplasabile.

Cabina este aşezată în faţa benei, cu treapta şi podeaua proprie la 46 cm deasupra solului. Rezervoarele de combustibil şi ulei sînt plasate sub benă, în spatele vehiculului.

Motorul cu benzină are şase cilindri orizontali, opuşi, iar răcirea se face cu aer.

Transmisia este cu ax transversal, iar cutia de viteze are patru trepte, putînd imprima vehiculului o viteză maximă de 40 km/h.

Frînele acţionează la toate cele patru roţi (roţile anterioare de direcţie şi roţile posterioare motoare). Pneurile sînt de format 12 × 16,5″ cu 10 inserţii.

Capacitatea rezervorului de combustibil este de 114 l. Mărimea platformei este de 2,44 × 4,88 m. Autocarul are distanţa dintre axe de 3,658 m, ecartamentul de 2,032 m, lăţimea totală de 2,434 m, lungimea totală de 6,400 m şi înălţimea maximă (cu cabina) de 2,489 m.

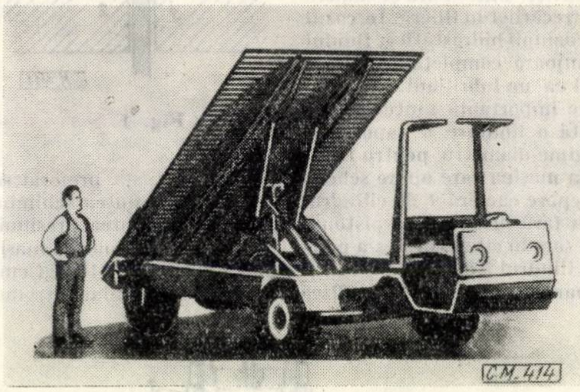


Fig. 1

Bena de cereale este situată la o înălţime de 0,760 m. Greutatea autocarului cu benă de cereale, neîncărcat, este de 1 907 kgf. Capacitatea maximă de transport este de 5 720 kgf. Pentru sporirea gamei de lucrări a autocarului se prevede un echipament facultativ cuprinzînd acţionarea hidraulică a roţilor anterioare, ridicător hidraulic de benă pentru descărcare, servoconducere hidraulică, cabină închisă şi macara electrică montată pe benă.

Vehicul autopropulsat „Rapid Cargotrac 20”. În : Le Tracteur et la machine agricole, nr. 11, 1967.

Acest vehicul (fig. 1) este format dintr-un avantren-tractor cuplat la o semiremorcă autoîncărcătoare cu ax motor. Este echipat cu un motor Diesel MWM în patru timpi, cu doi cilindri (1 480 cm^3 capacitate), răcit cu apă, dezvoltînd o putere de 30 CP. Cutia de viteze cuprinde opt trepte pentru mersul înainte şi opt trepte pentru mersul înapoi.

Cuplarea treptelor de viteză se face cu ajutorul a două pîrghii, una fiind prevăzută numai pentru a inversa direcţia de deplasare. Vitezele sînt cuprinse între 1,2 şi 18,0 km/h.

Remorca autoîncărcătoare semipurtată are platforma de 3,60 × 1,85 m, putînd transporta o sarcină utilă de 2 000 kgf. Greutatea agregatului avantren-semiremorcă este de 2 600 kgf. Frînele sînt acţionate prin pedală şi acţionează pe cele patru roţi. Acestea sînt completate de o frînă de mînă pentru avantren şi o frînă pentru semiremorcă, acţionată, de asemenea, manual.

Avantrenul este echipat cu o priză de putere laterală normalizată şi cu un diferenţial prevăzut cu dispozitiv de blocare. Echipamentul electric se compune din demaror, faruri, lumina din spate, semnalizator, claxon.

Pneurile, format 6,50–16" cu opt inserţii, sînt profilate ca cele pentru roţile motoare ale vehiculelor agricole. Vehiculul autopropulsat Rapid Cargotrac 20 prezintă calităţi

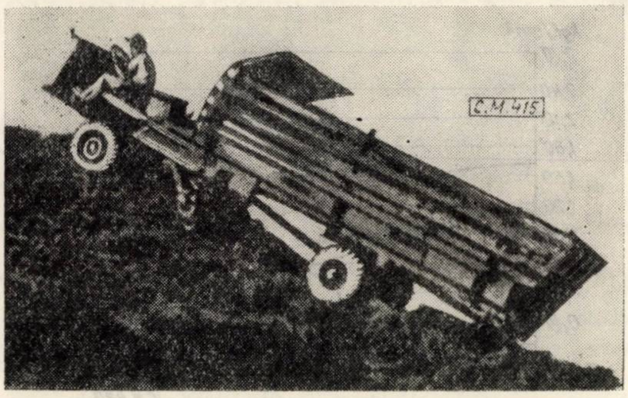


Fig. 1

deosebite pentru lucrările pe terenuri în pantă. Avînd un motor suficient de puternic, şasiul foarte solid din bare metalice, centrul de greutate relativ jos (înălţimea platformei de la sol 89 cm), precum şi ecartamentul larg (1,50 m în faţă, 1,80 m în spate), vehiculul oferă toate garanţiile de siguranţă în exploatare. Poate fi folosit atît ca remorcă, autoîncărcat (pentru strînsul şi transportul furajelor verzi, furajelor uscate, paielor, frunzelor de sfeclă de zahăr, porumbului furajer etc.), cît şi ca mijloc de transport polivalent de mare productivitate.

Transportor mecanic flexibil. În: Rivista di Meccanica, nr. 412, 1967.

Un nou tip de transportor mecanic flexibil (Transitube S.A. – Elveţia) permite transportul în mod simplu şi economic al materialelor sub formă de granule sau pulbere.

Noul mijloc de transport se poate adapta uşor pentru cele mai variate condiţii, fără utilizarea unor instalaţii speciale.

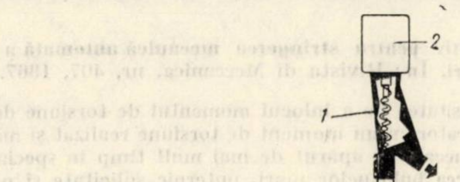


Fig. 1

Organul de transport constă din două spirale cilindrice concentrice, cu piesele orientate în sens contrar, montate în interiorul unui tub flexibil *1* (fig. 1) de 40 pînă la 100 mm diametru, a cărui formă poate fi preluată de organul de transport.

Capul motor *2* permite rotirea spiralelor în sens opus, forţele centrifuge fiind astfel anulate, iar efectele axiale însumîndu-se.

Materialul pătrunde în transportor prin capătul prevăzut cu sonda *3*, pătrunde între spirale şi este transportat în lungul conductei flexibile pînă la celălalt capăt prevăzut cu colectorul *4*, de unde poate curge în exterior.

Capul motor – partea cea mai grea a transportorului – reprezintă capătul fix, în timp ce capătul prevăzut cu sondă este mobil.

Transportorul este realizat pentru debite orare de 50 pînă la 10 000 kgf şi pentru distanţe de transport de 1 pînă la 13 m.

Maşină pentru broşarea canelurilor de ungere. N. F. Katelin. În: Maşinostroitel, nr. 11, 1967.

La uzina de excavatoare din Taşkent s-a realizat o maşină pneumatică pentru broşarea canelurilor străpunse şi înfundate de ungere în bucşe de bronz, oţel şi fontă.

Pe masa sudată *1* a maşinii (fig. 1) este fixată placa de bază *2* care susţine cilindrul pneumatic *3*. Cursa pistonului acestuia, la tija căruia se aplică o forţă de 3 t, poate fi reglată în funcţie de lungimea canelurii ce urmează să fie executată. În vederea reglării cursei, se schimbă poziţia colierului *5* pe tija pistonului, modificîndu-se astfel momentele de acţionare a ventilului de distribuţie *4*.

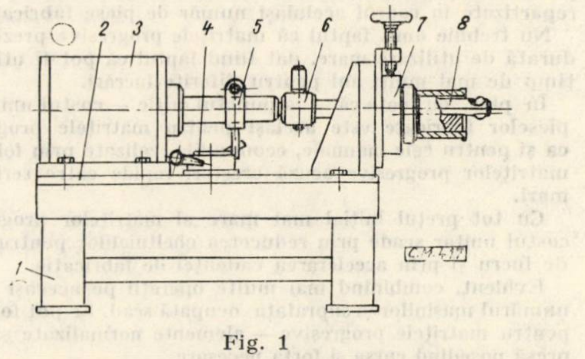


Fig. 1

Pe o consolă a plăcii de bază este montat universalul *7*, în care se fixează dispozitivul de broşare *8*.

Dispozitivul de broşare se schimbă pentru fiecare bucşă în care se broşează caneluri, asigurînd dimensiunile şi profilul acestora. El cuprinde suportul *1* (fig. 2) în care se fixează cuţitul *4*, avînd muchia aşchietoare profilată corespunzător. Suportul se deplasează de-a lungul culisei cu canelură *2*, pe care este montată şi bucşa de prelucrat *5*. Suportul este articulat la capăt cu o tijă solidarizată cu tija pistonului pneumatic prin intermediul cuplajului *6* (fig. 1).

Partea de ghidare *6* a canelurii culisei *2* (fig. 2) are lungimea egală cu lungimea canelurii de prelucrat în bucşa *5* şi este urmărită de pintenul inferior al suportului *1*. În acest fel se asigură angajarea cuţitului în bucşă şi broşarea canelurii acesteia. După trecerea pintenului inferior al suportului

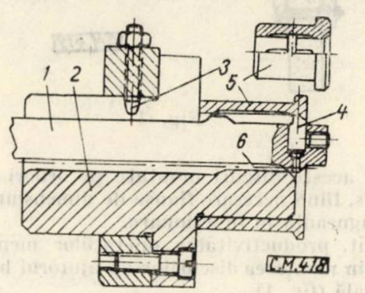


Fig. 2

pe partea de ghidare, pintenul superior al suportului intră în contact cu limitatorul *3*, ceea ce provoacă coborîrea suportului şi deci degajarea cuţitului din bucşă.

Economicitatea matriţelor progresive. În: La Machine Moderne, aprilie 1967.

A fost elaborată o metodă (Livernois Engineering Co.) pentru determinarea numărului de piese matriţate de la care devine economică utilizarea matriţelor progresive.

Acest număr minim de piese poate fi obţinut raportînd diferenţa de preţ a utilajului la diferenţa de cost de fabricaţie pentru fiecare piesă matriţată, după formula:

$$S = \frac{T - M}{m - t},$$

în care:

S reprezintă numărul de piese necesare pentru ca folosirea matriţelor progresive să devină economică;

T — costul total al matriţelor progresive;

M — costul total al matriţelor manuale;

m — costul unitar al pieselor realizate în matriţe manuale;

t — costul unitar pentru piesele fabricate în matriţe progresive.

Costurile unitare m şi t sînt determinate prin împărţirea cheltuielilor pe oră pentru presare şi mîna de lucru la numărul de piese matriţate într-o oră.

În cadrul comparaţiei se face ipoteza că costul utilajului, cum şi costul matriţelor progresive şi manuale, vor fi repartizate în cadrul aceluiaşi număr de piese fabricate.

Nu trebuie omis faptul că matriţele progresive prezintă o durată de utilizare mare, dat fiind faptul că pot fi utilizate timp de mai mulţi ani pentru diferite lucrări.

În plus, cu toate că — la punctul critic — costul unitar al pieselor fabricate este acelaşi pentru matriţele progresive ca şi pentru cele manuale, economiile realizate prin folosirea matriţelor progresive acuză creşteri rapide către serii mai mari.

Cu tot preţul iniţial mai mare al matriţelor progresive, costul unitar scade prin reducerea cheltuielilor pentru mîna de lucru şi prin accelerarea cadenţei de fabricaţie.

Evident, combinînd mai multe operaţii pe aceeaşi presă, numărul maşinilor şi suprafaţa ocupată scad. Se pot folosi — pentru matriţele progresive — elemente normalizate şi orice presă posedînd cursa şi forţa necesare.

Discuri abrazive fără ax acţionînd la viteze mari. În: Machinery, vol. 71, nr. 12.

În cadrul operaţiilor de debavurare a ţaglelor şi bramelor se utilizează discuri abrazive de dimensiuni mari, conţinînd ca liant răşini sintetice; viteza tangenţială maxim admisibilă pentru aceste discuri montate pe arbori cilindrici este de 62,50 m/s, fiind necesare flanşe de dimensiuni mari pentru a se mări siguranţa în funcţionare.

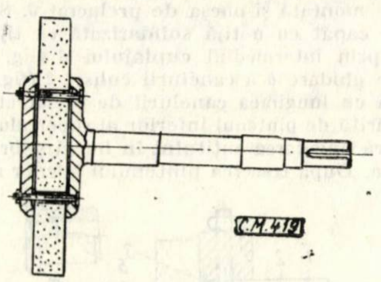


Fig. 1

În prezent, productivitatea operaţiilor menţionate poate fi mărită prin montarea discurilor cu ajutorul buloanelor fără gaură centrală (fig. 1).

Astfel, un disc de 610 mm diametru poate fi susţinut de opt buloane de 12 mm diametru, distribuite după un cerc de 122, 5 mm rază; rezultă deci o reducere posibilă a diametrului flanşelor de siguranţă (de la 381 mm la 330 mm diametru pentru discurile abrazive de 610 mm diametru).

Avantajul incontestabil al discurilor fără ax central îl constituie posibilitatea atingerii unei viteze tangenţiale de 80 m/s; cantitatea de material preluat de un disc creşte de la 20 la 25 %.

Creşterea vitezei tangenţiale în condiţii de siguranţă se datoreşte reducerii solicitărilor tangenţiale care, în cazul discurilor cu gaură centrală, sînt aproximativ duble faţă de discurile fără gaură.

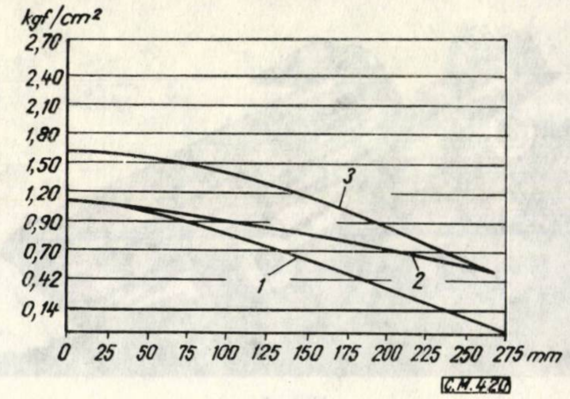


Fig. 2

Solicitările tangenţiale pentru un disc obişnuit, avînd valori mari în apropierea găurii centrale, scad repede cu creşterea razei şi în plus — scad liniar pînă la zero de la centru către periferie. În consecinţă, solicitările compuse (tangenţiale şi radiale) prezintă valori mari în zona găurii centrale.

În cazul discurilor fără ax, solicitările tangenţiale au o valoare redusă în zona centrală; efortul radial este egal cu cel tangenţial în centrul discului şi scade pînă la zero către periferie. Solicitările compuse prezintă deci — în acest caz — o valoare maximă cu circa 30 % mai redusă decît pentru discurile abrazive obişnuite. În figura 2 au fost reprezentate solicitările exprimate în kgf/cm² în funcţie de distanţa de la centru (*1* — solicitări radiale; *2* — solicitări tangenţiale; *3* — solicitări compuse) pentru un disc abraziv fără ax central.

Creşterea vitezei tangenţiale admisibile este de circa 17 % atunci cînd discul fără ax central înlocuieşte un disc cu orificiu central de diametru redus. În cazul cînd discul înlocuitor prezintă un orificiu central de diametru mare, creşterea vitezei tangenţiale admisibile este mult mai substanţială.

Dispozitiv pentru strîngerea mecanică automată a buloanelor mari. În: Rivista di Meccanica, nr. 407, 1967.

Necesitatea de a înlocui momentul de torsiune dependent de operator cu un moment de torsiune realizat şi măsurat în mod mecanic a apărut de mai mult timp în special pentru strîngerea buloanelor mari, puternic solicitate şi plasate în poziţii importante.

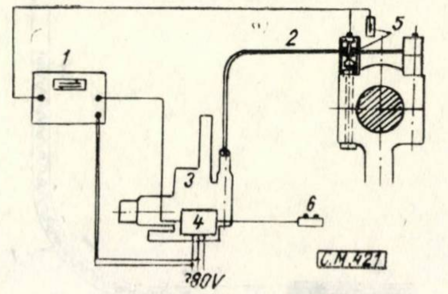


Fig. 1

În figura 1 apare un dispozitiv de strîngere (Maschinenfabrik — Esslingen) a cărui caracteristică principală constă în aceea că cele două părţi sînt apropiate fără a solicita buloanele şi piuliţele respective; se utilizează o forţă de tracţiune exterioară în scopul reducerii frecărilor, eliminînd astfel pericolul de gripare.

Relaţia dintre comportarea elastică a buloanelor şi comportarea elementului care realizează strîngerea se determină în mod analitic. Forţa de strîngere a bulonului încetează să mai crească atunci cînd se ajunge la o valoare stabilită în prealabil.

În figura 1 se arată modul de aplicare a noului dispozitiv la strîngerea buloanelor capului unei biele (*1* — dispozitiv de comandă, *2* — conductă de presiune, *3* — pompă, *4* — întrerupător de siguranţă, *5* — dispozitiv pentru măsurarea alungirii, *6* — întrerupător).

Funcţionarea dispozitivului este suficient de simplă. După ce s-a precizat valoarea forţei de strîngere necesare, se pune în mişcare pompa; arcul indicatorului se deplasează pe scala din figură, proporţional cu creşterea forţei de strîngere. În momentul în care se ajunge la valoarea prestabilită, un releu de comandă acţionează un întrerupător de siguranţă care opreşte motorul pompei. Utilizarea noului dispozitiv nu implică o calificare specială pentru operatorul respectiv. Greutatea dispozitivului nu depăşeşte greutatea de 5 kgf.

Piuliţe autoperforante. În: Rivista di Meccanica, nr. 402, 1967.

În cazul cînd este necesară îmbinarea prin şuruburi a pieselor din tablă subţire şi care nu poate fi filetată, se utilizează piuliţe filetate fixate în tabla uneia din cele două piese ce trebuie îmbinate.

Fixarea acestor piuliţe se poate obţine în mai multe feluri. Cea mai utilizată metodă constă însă în îndoirea peste marginea tablei a unui guler al piuliţei, după ce gulerul a fost introdus într-o gaură dată în tablă.

În figura 1, apare un nou tip de astfel de piuliţă (Profil — Einpressmuttern GmbH and Co. KG — R. F. G.) şi care prezintă particularitatea că execută singură — funcţionînd ca un poanson — gura de montare în tablă.

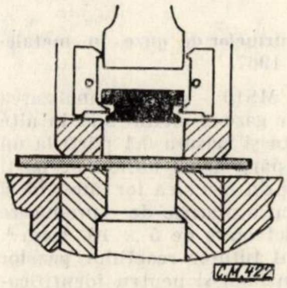


Fig. 1

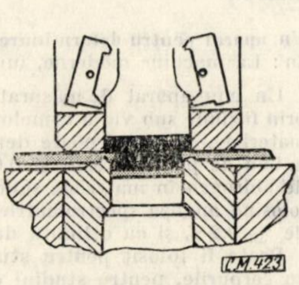


Fig. 2

Se obţine astfel o apreciabilă economie de timp avînd în vedere că faza de poansonare are loc concomitent cu faza de plasare a piuliţei şi cu cea de strivire a tablei.

În figura 1 apare piuliţa susţinută în dispozitivul respectiv de montare, iar în figura 2, piuliţa este împinsă în jos, a găurit tabla şi s-a lăsat în orificiu.

Piuliţa are o formă rectangulară, cu doi pereţi laterali netezi şi doi pereţi profilaţi. Viteza de montare a piuliţelor a fost sporită prin încărcarea automată a presei.

Suprafeţele piuliţei ce formează poansonul sînt laminate la rece ajungînd la o duritate de 250 HB.

Un procedeu combinat pentru rectificarea rapidă a metalelor extradure. G. De Groat. In: American Machinist, vol. 110, nr. 8.

Noul procedeu (Japax Scientific Corp.) reprezintă combinarea a două procedee cunoscute: prelucrarea electrochimică şi prelucrarea prin electroeroziune. În cadrul procedeului se aplică piesei forţe electrice cu energie de mare densitate, folosindu-se pentru aceasta un disc din grafit de profilul necesar. Piesa este supusă acţiunii discului care acţionează ca un conducător electric; discul din grafit este rezistent la uzură întrucît funcţionează mai mult ca un conducător electric decît ca sculă de rectificat în sensul obişnuit.

Schema noului procedeu apare în figura 1 (*1* — ax izolat electric; *2* — disc masiv din grafit; *3* — generator de curent continuu cu impulsuri; *4* — piesă; *5* — contact între disc şi piesă; *6* — alimentare cu electrolit).

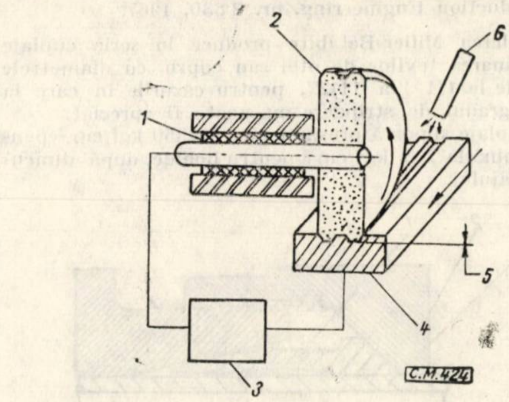


Fig.

Rectificarea discului se poate realiza în mod simplu realizînd un contact uşor între disc şi priza de curent prin intermediul unui model dintr-o carbură oarecare, profilat iniţial cu ajutorul discului; operaţia completă nu necesită mai mult de un minut.

În timpul prelucrării, discul este introdus în circuitul unui generator de impulsuri şi pus în contact cu piesa (fig.1), în timp ce pe suprafaţa de prelucrat se scurge un refrigerent electrolitic.

Ionii refrigerentului se combină repede cu metalul, formînd oxizi care sînt eliminaţi datorită impulsurilor electrice şi nu acţiunii abrazive a particulelor discului ca în cazul rectificării clasice. Rezultă expunerea continuă a unei suprafeţe noi, imediat accesibilă unei noi acţiuni electrolitice.

În cazul experimentărilor realizate, un număr de 35 000 bucăţi plăcuţe din carbură, uzate, au fost prelucrate pe o adîncime de peste 0,25 mm, în mai puţin de un minut fiecare, utilizîndu-se un singur disc din grafit.

Viteza de rectificare a diferitelor carburi şi a oţelului este aceeaşi; astfel, o plăcuţă din carbură de tungsten, lipită pe un suport din oţel, a putut fi simultan prelucrată, cu aceeaşi viteză de rectificare.

În cadrul unei alte experienţe, o bară rectangulară din carbură de tungsten de 381 × 31,8 × 8 mm a putut fi tăiată în straturi de 0,08 mm grosime.

Mandrină hidraulică pentru bare metalice (Brevet nr. 382517 — Elveţia). În: La Machine Moderne, nr. 4, 1967.

În figura 1 apare noul tip de mandrină propus printr-un brevet elveţian. Cînd şurubul *1* este rotit, acesta deplasează uleiul conţinut în camerele speciale ale corpului *4* al mandrinei. Această deplasare antrenează într-o mişcare axială pistonul *2* care închide astfel fălcile *3* ale mandrinei.

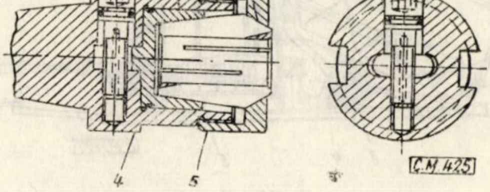


Fig. 2

Rotirea pistonului este împiedicată de un vîrf plasat într-un canal longitudinal dispus după generatricea pistonului. Sistemul de fălci este menţinut cu ajutorul colierului filetat *5*.

Capul şurubului de comandă este bine ajustat şi înzestrat cu un inel de etanşare.

Cuplaje pentru conducte de înaltă presiune. În : Machinery and Production Engineering, nr. 2 830, 1967.

Întreprinderea Miller-Betabite produce în serie cuplaje pentru îmbinarea ţevilor de oţel sau cupru, cu diametrele exterioare de la 1/4 "la 11/2", pentru cazurile în care la asamblare gradul de strîngere nu poate fi apreciat.

Aceste cuplaje suportă presiuni pînă la 350 kgf/cm ^{2} pentru gaze şi pînă la 700 kgf/cm ^{2} pentru lichide, după dimensiunea cuplajului.

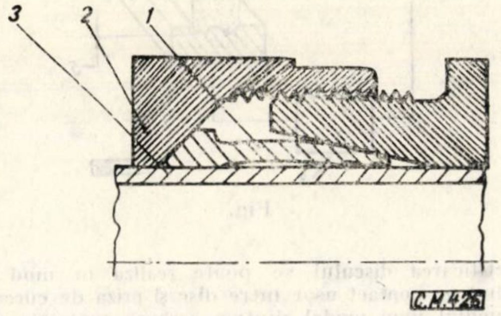


Fig. 1

În figura 1 este reprezentată o secţiune printr-un cuplaj montat pe o ţeavă. Capătul conducător al virolei *1* este prevăzut cu dinţi. În corpul cuplajului *2* este prevăzut un alezaj conic. Atunci cînd piuliţa este rotită şi virola *1* este împinsă înainte, conul presează virola pe ţeava *3*, făcînd astfel ca primul dinte să se imprime în ţeavă. Dacă piuliţa *2* este strînsă mai tare, se poate ca şi al doilea dinte să se imprime în suprafaţa ţevii şi, ca rezultat, cuplul aplicat asupra piuliţei creşte în mod considerabil, fapt care nu se poate să nu fie sesizat imediat de către operator. În acest stadiu s-a format deja o îmbinare perfect etanşă, rezistentă la presiune, iar pragul din partea din afară a virolei a fost fixat puternic pe ţeavă pentru a realiza un blocaj antivibrator. Deci nu mai este necesară strîngerea în continuare a piuliţei. Gama fabricată cuprinde şi cuplaje în formă de T şi coturi.

Fiecare piesă este cadmiată sau zincată.

Agregat APK-10 pentru pregătirea nutreţului suculent combinat. N. G. Şamov. In : Traktori i selhozmaşinî, nr. 11, 1967.

În figura 1 se prezintă agregatul APK—10 pentru pregătirea nutreţului sucului combinat prin fărîmiţarea şi amestecarea rădăcinoaselor, furajelor fibroase şi furajelor suculente.

Agregatul APK—10 se compune din spălătorul cu şnec *1*, buncărul *2*, rotorul de fărîmiţare şi amestecare *5*, un transportor pentru încărcarea furajelor, pompa *4* pentru vehicularea apei de spălare şi pompa *3* pentru evacuarea apei cu impurităţi din spălător. Toate aceste unităţi se montează pe acelaşi cadru, ceea ce asigură comoditatea deplasării agregatului.

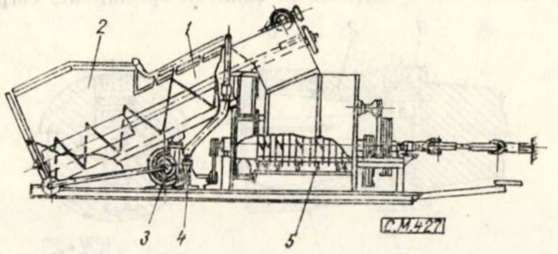


Fig. 1

Pentru pregătirea nutreţului, rădăcinoasele sînt încărcate în buncărul *2* unde sînt antrenate de şnecul spălătorului şi umectate abundent cu apă. Şnecul dirijează rădăcinoasele în zona de acţiune a rotorului *5*, care prin ciocanele sale articulate le fărîmiţează. În camera de fărîmiţare-amestecare sînt plasate şi cuţite fixe care retează rădăcinoasele erbacee. Părţile active ale ciocanelor şi cuţitelor sînt uşor răsucite faţă de planul perpendicular pe axa rotorului, astfel încît, simultan cu fărîmiţarea, materialul este transportat spre amestecătorul plasat la celălalt capăt al camerei. Un deflector special asigură evacuarea nutreţului din camera de fărîmiţare-amestecare şi descărcarea sa în spaţiile de însilozare.

Probele efectuate cu agregatul APK—10 în diferite sofhozuri au demonstrat indici ridicaţi de producţie pe tona de nutreţ. Productivitatea agregatului s-a ridicat la 10—12 t/h

Indicator de suprasarcină. In : Rivista di Meccanica, nr. 404, 1967.

Continua automatizare a instalaţiilor şi maşinilor necesită din ce în ce mai mult prezenţa unor organe de siguranţă pentru semnalizarea imediată a eventualelor abateri în funcţionare.

Un nou tip de indicator (Ringspann — Bad Homburg) a fost pus în exploatare, indicator cuplat cu un cuplaj de siguranţă,

Cînd, datorită unei suprasarcini, cuplajul începe să alunece, semnalizatorul emite un impuls electric care poate fi folosit fie la decuplarea automată a motorului de antrenare, fie pentru dispozitivele de alarmă optice sau acustice. Se împiedică astfel orice inconvenient datorit alunecării prelungite a cuplajului.

Aparatura se compune dintr-un revelator şi din doi magneţi care, prin rotire, determină în revelator un curent electric de o intensitate proporţională cu turaţia arborelui. Cînd curentul indus scade sub o anumită valoare măsurabilă, intervine un releu care generează impulsuri electrice, decuplindu-l

Un aparat pentru determinarea urmelor de gaze în metale• In : La machine moderne, iunie 1967.

Un nou aparat de măsurat — MS10 — permite analizarea prin fuziune sub vid a urmelor de gaze în metale sau în alte materiale. Aparatul poate detecta şi măsura 0,1 părţi la un milion de părţi de azot şi 0,01 părţi la un milion de părţi de hidrogen în materiale solide prin fuziunea lor sub vid şi folosind analiza spectrometrică cu o precizie de reproducere de $\pm 0{,}2\%$ şi cu o limită de detectare de 5×10^{-6} cm ^{3}.

Poate fi folosit pentru studiul tuturor reacţiilor gazelor cu corpurile, pentru studiul difuziunii şi pentru identificarea pozitivă a unui gaz, fără a utiliza vreun procedeu chimic şi fără interpretarea intuitivă a rezultatelor.

Nu necesită reetalonări frecvente şi permite înregistrarea continuă a evoluţiei cinetice a gazelor ; poate analiza pînă la 12 epruvete pe oră.

Aparatul se compune din trei părţi distincte : cuptorul, conductele de transport pentru gaze şi instalaţia de analiză.

Cuptorul este de tipul cu inducţie şi comportă un creuzet din grafit, izolat cu pulbere de grafit. Încălzirea este asigurată de un generator care permite obţinerea unei temperaturi de 2 100 °C sau chiar mai mult. În cuptor se găseşte un spaţiu de rezervă pentru epruvete admiţînd zece epruvete ; acestea sînt introduse în cuptor printr-un sertar.

Gazele eliberate prin fuziunea epruvetelor sînt transportate la rezervoarele individuale prin intermediul unei pompe cu difuziune. Gazele din rezervoarele intermediare sînt apoi analizate cu ajutorul unui spectrometru de masă.

Un nou adeziv care polimerizează rapid la temperatura ambiantă. In : Rivista di Meccanica, nr. 408, 1967.

Un nou adeziv cianoacrilatic cu un singur component — Loctite Quick Set Adhesive 404 — permite îmbinarea întrun interval de timp foarte scurt şi la temperatura ambiantă a metalelor neporoase.

Poate fi utilizat în toate cazurile în care apare necesitatea unei prinderi rapide sau cînd suprafeţele destinate îmbinării înt prea reduse, în cazul îmbinărilor mecanice complicate sau a dispozitivelor termosensibile.

Producătorul — Loctite (Europa) N V, Amsterdam — precizează că acest nou adeziv este potrivit în special pentru metale, materiale plastice, cauciuc, lemn, sticlă și material ceramic. Procesul de polimerizare necesită mai puţin de două minute, iar pentru o îmbinare foarte solidă este necesară maximum o oră.

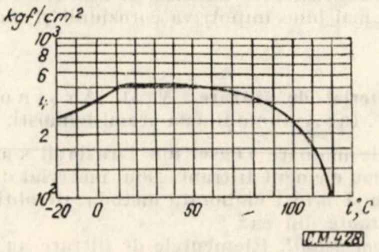


Fig. 1

Produsul este livrat în mici flacoane din material plastic conţinînd suficient adeziv pentru 325 de aplicaţii de o picătură fiecare.

Cantitatea necesară de adeziv este funcţie de material și de suprafaţă; suprafeţele netede și lipsite de pori ca suprafeţele oţelurilor prelucrate prin așchiere necesită o picătură de adeziv pentru fiecare circa 3—5 cm² de suprafaţă de contact.

Punctul de înmuiere al adezivului este de 165 °C, indicele de refracţie 1,33 (același ca în cazul sticlei), temperatura de utilizare între — 55 °C și + 80 °C.

În figura 1 apare variaţia rezistenţei la tracţiune a noului adeziv în funcţie de variaţia temperaturii.

Despre necesitatea controlului operativ al modulului de elasticitate al segmenţilor cu ultrasunete. Kojinski. În: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 10, 1967.

Elasticitatea segmenţilor este unul dintre factorii cei mai importanţi în determinarea presiunii specifice a segmenţilor pe cilindri care depinde de dimensiunile segmenţilor și de modulul lor de elasticitate.

Modulul de elasticitate variază cu modificarea cantităţii de grafit și a formei acestuia în fontă: crește o dată cu creșterea cantităţii de grafit punctiform și scade o dată cu creșterea cantităţii totale de grafit în microstructura segmenţilor.

De obicei, în fabricaţie se face controlul elasticităţii la segmenţii finisaţi. Sortarea segmenţilor în cei mai buni și cei ce nu au elasticitatea prescrisă se face cu ajutorul automatelor. Controlul se efectuează prin metoda forţei de strîngere.

Este mai rentabil însă ca segmenţii ce nu au elasticitatea prescrisă să fie rebutaţi înaintea terminării prelucrărilor mecanice, și anume după prima operaţie de rectificare pe platou.

Controlul cu ultrasunete se poate aplica fie unei probe din șarja de fontă turnată, fie pentru fiecare segment în parte. Segmentul este supus la oscilaţii ultrasonore cu unde ce trec perpendicular pe suprafaţa rectificată. Se măsoară viteza acestor unde C_t. Încercările efectuate pe segmenţi turnaţi de Uzina de automobile din Gorki au arătat că pe toată circumferinţa cuzinetului a fost găsită aceeași viteză v; măsurarea s-a făcut în cinci puncte.

Modulul de elasticitate se calculează cu ajutorul formulei:

$$E = \frac{2}{9{,}81.10^7} \cdot \gamma \cdot v^2 \; (1 + \mu), \text{ kgf/mm}^2, \qquad (1)$$

γ fiind densitatea fontei, kgf/m³;

μ — coeficientul lui Poisson = 0,22 pentru fontă.

S-a calculat modulul de elasticitate pentru segmenţi, cu ajutorul forţei de strîngere obţinută prin metoda controlului obișnuit, precum și metoda propusă, cu ajutorul vitezei undelor ultrasonore. Diferenţa dintre modulurile de elasticitate calculate prin cele două metode a fost de 4 % și poate fi considerată satisfăcătoare. Ca urmare, se poate propune o formulă mai simplă pentru calcularea modulului de elasticitate:

$$E = Kv^2. \qquad (2)$$

Coeficientul K, ţinînd seamă de densitatea fontei și de coeficientul lui Poisson, se stabilește o singură dată pentru un lot de segmenţi de încercare, astfel: se calculează modulul de elasticitate prin metoda obișnuită (cu ajutorul forţei de strîngere) și se împarte la viteza undelor ultrasonore stabilită pentru aceiași segmenţi. Coeficientul K, astfel stabilit, permite calcularea modulului de elasticitate în fabricaţia de serie cu ajutorul formulei (2).

Pentru o fabricaţie de serie, este indicat să se stabilească drept criteriu de control anumite limite ale vitezei undelor sonore, deoarece modulul de elasticitate este proporţional cu aceasta.

Cercetarea fiabilităţii cuzineţilor combinaţi. F. K. Lebedev. În: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 11, 1967.

Rezistenţa în funcţionare a cuzineţilor din mase plastice depinde în mare măsură de gradul de evacuare a căldurii de pe suprafaţa de frecare. Pentru ridicarea transferului de căldură s-au încercat mai multe soluţii constructive cum ar fi: cuzineţi subţiri, îmbrăcarea cuzineţilor cu o carcasă metalică, umplerea masei plastice cu șpan sau pilitură metalică etc.

În scopul ridicării proprietăţilor antifricţiune specifice materialelor polimerizate și creșterii transferului de căldură de pe suprafaţa de frecare, au fost creaţi cuzineţi combinaţi. Cuzineţii combinaţi se compun dintr-o carcasă de oţel pe interiorul căreia se depune un strat de material polimerizat, termoplastic, care se răcește ușor și este denumit stiracril. Stiracrilul are o aderenţă bună cu oţelul cu condiţia ca suprafaţa acestuia să fie bine degresată și să aibă o anumită rugozitate. Depunerea stratului de stiracril pe suprafaţa interioară a carcasei de oţel se face prin turnare.

În figura 1 se văd axul tehnologic *1*, stratul de stiracril turnat *2*, carcasa de oţel *3* și discul limitator *4*.

Răcirea stratului de stiracril turnat durează 6—8 h, după care urmează prelucrările mecanice. Stiracrilul se așchiază și se rectifică foarte bine.

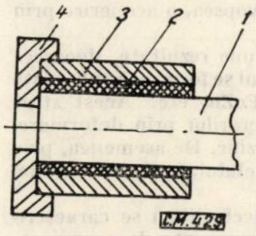


Fig. 1

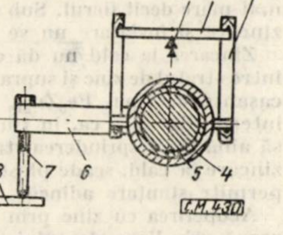


Fig. 2

Cuzineţii combinaţi cu strat de stiracril au fost supuși unor încercări de stand în paralel cu încercarea unor cuzineţi din stiracril masiv. În figura 2 este reprezentat standul de încercare.

Încărcarea cuzinetului se face prin intermediul prismei *1*, pîrghiei *2*, a două elemente de legătură *3*, la carcasa *4*, în care se montează cuzinetul *5*. În cuzinet se rotește un ax OL 45, tratat termic la o duritate de HRC = 32÷36 și cu rugozitatea suprafeţei $Ra = 1{,}6\,\mu$.

Prin rotirea axului și încărcarea cuzinetului ia naștere o forţă de frecare, transmisă prin intermediul pîrghiei *6* și șurubului fix *7*, consolei *8*. După mărimea deformaţiei consolei, înregistrată de elementul tensometric *9*, se stabilește forţa de frecare. Coeficientul de frecare se calculează cu ajutorul formulei:

$$f = \frac{F}{N},$$

în care:

F este forţa de frecare;

N — forţa de încărcare a cuzinetului.

Încercările s-au efectuat pe cuzineți cu un diametru de 25÷35 mm și o lungime de 35 mm. Uzura liniară s-a stabilit prin măsurarea diametrului interior înainte și după încercare. Temperatura de lucru s-a măsurat cu ajutorul termocuplelor plasate în orificii radiale la circa 0,4÷0,5 mm de suprafața de frecare. Pentru obținerea diferitelor regimuri de încărcare mecanică și termică a cuzineților pe stand a existat posibilitatea modificării în limite largi a presiunii specifice și a vitezei periferice.

Încercările efectuate au arătat că, din punct de vedere al rezistenței la uzură și al coeficientului de frecare, grosimea optimă a stratului de stiracril este de 0,3÷ 0,4 mm; în schimb, cuzineții cu un strat de stiracril de 0,5 mm și mai gros suportau mai bine temperaturile ridicate.

La temperaturi ridicate cuzineții combinați se pot deteriora nu numai prin uzură, ci și prin desprinderea stratului de stiracril, ca urmare a înrăutățirii aderenței.

Atît pentru cuzineții combinați, cît și pentru cei din stiracril masiv s-a observat aceeași dependență a regimului de temperaturi față de parametrii constructivi. Astfel, la jocuri mici (0,1 mm), temperatura cuzinetului crește cu 10—15°C, mărirea diametrului interior de la 25 mm la 35 mm a permis o încărcare mai mare cu 20%, raportul optim dintre lungimea și diametrul interior este de 0,9÷1,0. Coeficientul de frecare scade o dată cu mărirea vitezei periferice și crește o dată cu temperatura. Temperatura la care cuzineții din stiracril se deteriorează este de 140°C. De asemenea, încercările au arătat că utilizarea ungerii permite mărirea portanței cuzineților de 2,5 ori.

Protejarea împotriva coroziunii a oțelurilor laminate la rece. M. E. Proștacov. In: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 10, 1967

Pentru ridicarea rezistenței la coroziune și pentru îmbunătățirea aderenței dintre grundul folosit la vopsire și oțelul de caroserii, acesta din urmă se fosfatează. Stratul fosfatat nu este însă o protecție sigură împotriva coroziunii, în special atunci cînd în exploatare vopseaua se crapă și se desprinde.

Rezistența la coroziune a oțelului laminat la rece poate fi considerabil mărită prin depunerea metalică de protecție. O astfel de depunere se poate face cu zinc, care este cunoscut ca un bun protector împotriva coroziunii, datorită faptului că, în contact cu un electrolit, primește un potențial negativ mai mare decît fierul. Sub stratul de vopsea, o acoperire prin zincare și fosfatare nu se distruge.

Zincarea la cald nu dă cele mai bune rezultate, deoarece între stratul de zinc și suprafața oțelului se formează substanțe casante de tipul Fe_5Zn_{21}, Fe_3Zn_{10}, $FeZn_7$ etc. Acest strat intermediar face ca, în timpul prelucrărilor prin deformare, să aibă loc desprinderea stratului de zinc. De asemenea, prin zincare la cald, scade plasticitatea oțelului, fapt care nu mai permite ștanțare adîncă.

Acoperirea cu zinc prin metoda electrolitică se caracterizează prin lipsa stratului intermediar casant; de asemenea, oțelul acoperit astfel poate fi supus la o ștanțare adîncă.

Procesul de zincare electrochimică a oțelurilor laminate cu carbon redus, din care se execută caroseriile de automobile și alte piese, poate fi continuu, realizat cu o viteză a benzii de oțel de 0,5—1,0 m/s. Temperatura electrolitului trebuie să fie de aproximativ 20°C, iar intensitatea curentului catodic de 500—600 A/m².

S-au efectuat încercări de rezistență la coroziune pentru oțel laminat acoperit cu zinc electrolitic și oțel laminat fosfatat. Încercările s-au făcut într-un mediu umed, la 75°C, timp de 96 ore. Mostrele din oțel laminat, zincate electrolitic, s-au comportat foarte bine, în timp ce mostrele fosfatate au fost corodate. De asemenea, încercările au arătat că tabla de oțel laminat, protejată electrochimic cu zinc și vopsită cu email, poate suporta deformații importante fără ca vopseaua să crape. Această proprietate a fost atribuită stratului de zinc, care este plastic. De asemenea, zincul depus electrolitic permite deformarea adîncă în prelucrarea prin presare a tablei de oțel, fără ca stratul de zinc să crape. Aceste proprietăți sînt foarte importante în fabricarea caroseriilor pentru automobile.

S-au efectuat încercări în ceea ce privește comportarea la sudură. Rezultatele obținute au arătat că zincul depus electrolitic nu influențează în rău proprietățile la sudură a oțelului laminat cu carbon redus.

Un important domeniu de utilizare s-a găsit pentru oțeluri acoperite cu zinc electrolitic în fabricarea rezervoarelor de benzină, care se realizează prin presare adîncă. Înainte, pentru rezervoarele de benzină, oțelul laminat se acoperea cu plumb și adesea avea loc coroziunea punctiformă, care ducea la perforare, deoarece acoperirea cu plumb este catodică. Zincarea electrolitică este anodică și, din acest motiv, protejează mult mai bine împotriva coroziunii și nu se dizolvă în benzină.

Un nou material de filtrare. V. D. Arșinov, E. P Cernîșev. In: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 9, 1967

La uzina de motoare Diesel din Iaroslavli s-au construit filtre cu un nou element filtrant. Noul material de filtre este făină de lemn și a fost elaborată metoda de obținere a elementelor filtrante din ea.

Filtre de combustibil. Elementele de filtrare au fost elaborate în felul următor: la 100 de părți de greutate de făină de lemn s-a adăugat 25—50 de părți, în greutate, de pulbere de bachelită și 20 de părți ulei industrial, pentru scăderea prafului la amestecare și o mai bună formare. După amestecare, prin presare se obțineau elementele filtrante, care în continuare erau supuse unei termofixări la 170÷180°C, timp de 2—3 h.

Mărimea optimă a particulelor din făină de lemn este de 400 μ și a fost stabilită prin încercări.

Programul încercărilor de stand și de exploatare a fost următorul:

— stabilirea caracteristicilor hidraulice inițiale și după o murdărire artificială a elementelor filtrante;

— stabilirea coeficientului de filtrare;

— încercările statice și dinamice de rezistență la apă a elementelor de filtrare;

— încercările de rezistență la vibrații;

— stabilirea lungimii drumului parcurs de automobil;

— stabilirea posibilității de regenerare a elementelor filtrante ce au lucrat.

Încercările au arătat că noile elemente filtrante au funcționat satisfăcător și că parcursul mediu pentru automobile a fost de 22 mii de kilometri, aplicîndu-se de două ori regenerarea elementelor filtrante.

Filtre fine de ulei. Pentru aceste filtre s-au folosit elementele filtrante descrise. Încercările s-au făcut pe un stand special amenajat și au furnizat următoarele rezultate:

— o serioasa ameliorare a aspectului cuzineților, datorită faptului că particulele cele mai mari ce au trecut prin noul filtru au fost de 0,02 mm, față de 0,125 mm pentru filtrul obișnuit din fabricația curentă.

—o creștere lentă a cantității de cenușă și bariu (component ce intră în aditivi) în uleiul din carter. Întrucît nu au fost observate depuneri mari pe piese, se poate presupune că aditivii nu și-au pierdut proprietatea de a menține în suspensie produsele de oxidare ale uleiului.

—după 2 000 h de funcționare nu s-a putut înregistra nici un fel de uzură a pieselor motorului.

Încercările în exploatare s-au efectuat pe 20 de automobile, care aveau deja un parcurs de 60 000—120 000 km. Starea filtrelor a fost controlată prin diferența de presiune a uleiului la intrare și ieșire; starea de funcționare a motorului a fost urmărită prin presiunea uleiului în circuitul de ungere și fum la evacuare. Încercările din exploatare au arătat (fapt constatat prin măsurarea pieselor demontate) că motoarele ce au fost echipate cu filtre de ulei, prin care trecea întreaga cantitate de ulei din circuitul de ungere, au prezentat uzuri mult mai mici decît motoarele, la care prin filtrul fin trecea numai o parte din ulei. De asemenea, s-a stabilit că printr-o exploatare îngrijită a motoarelor, aceste filtre asigură automobilelor un parcurs de 10 000—20 000 km.

În urma încercărilor efectuate se poate trage concluzia că obținerea unui grad ridicat de finețe în filtrare, siguranța în funcționare, prețul de cost redus și simplitatea execuției, recomandă utilizarea pentru filtre de combustibil și ulei al elementelor filtrante din făină de lemn.

uzina unirea cluj

livrează în mod curent:

- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Războaie automate de țesut bumbac, tip 26A și 27A
- Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- Carde de bumbac, tip 3C
- Mașini de răsucit fire, tip 3R
- Mașini de filat bumbac, tip 4 Fl
- Mașini de filat lînă pieptănată, tip 2 FLP
- Mașini de filat bumbac, FBC și FBP
- Mașini de pieptănat lînă, tip 2 PL

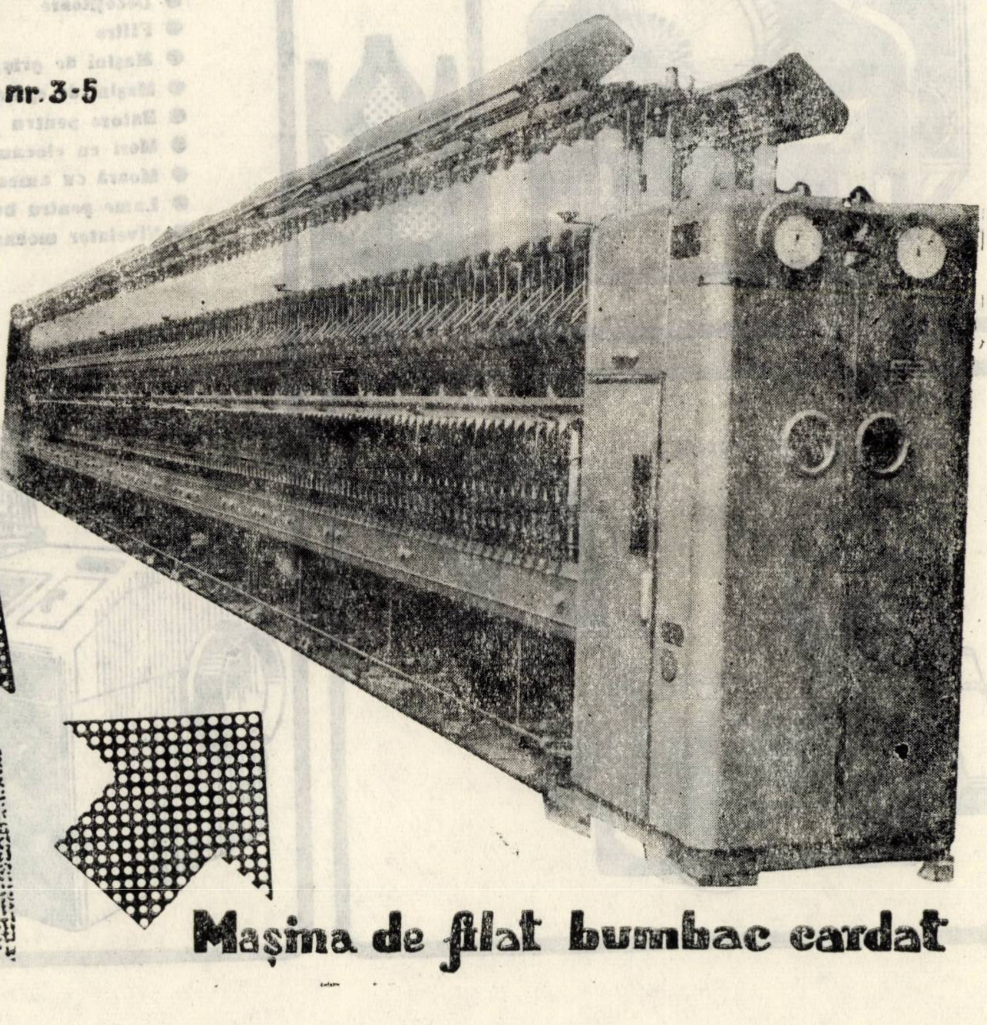
exportă:

RĂZBOI AUTOMAT DE ȚESUT BUMBAC DE 120 cm LĂȚIME,

cu două ițe, tip 27A

unirea

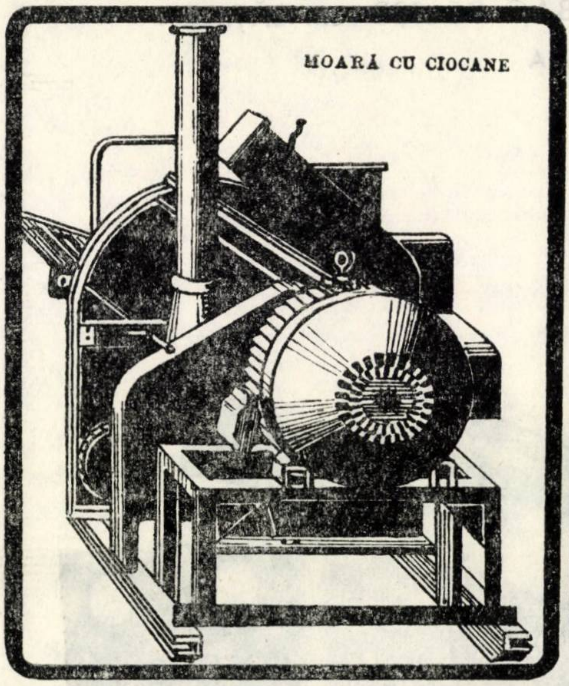
PIAȚA 1 MAI nr. 3-5



Mașina de filat bumbac cardat

UZINA DE UTILAJ DE MORĂRIT TOPLEȚ

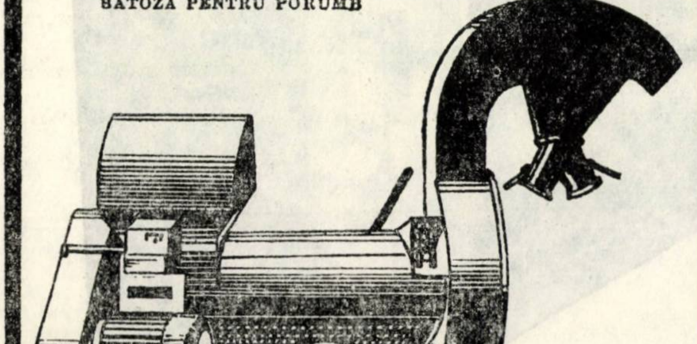
MOARĂ CU CIOCANE

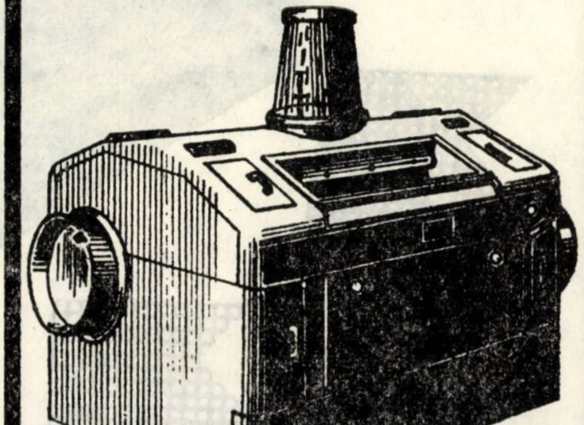


PRODUCE ȘI LIVREAZĂ ÎN ȚARĂ ȘI PENTRU EXPORT MAȘINI PENTRU INDUSTRIA MORĂRITULUI ȘI PENTRU AGRICULTURĂ:

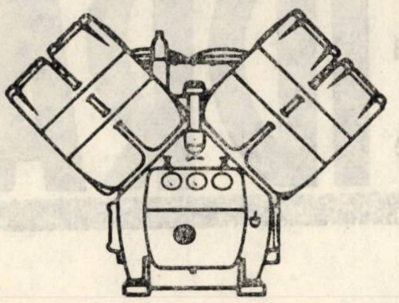
- Valțuri automate
- Site plane
- Tarare
- Decojitoare
- Filtre
- Mașini de griș
- Mașini de spălat etc.
- Batoze pentru porumb
- Mori cu ciocane
- Moară cu amestecător
- Lame pentru buldozer
- Nivelator mecanic etc.

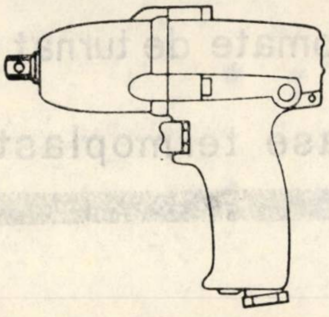
BATOZĂ PENTRU PORUMB

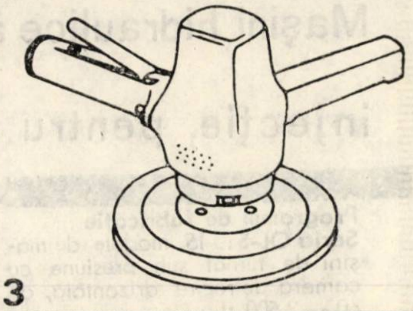


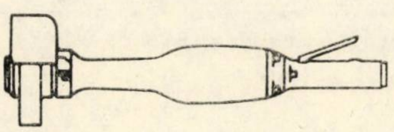


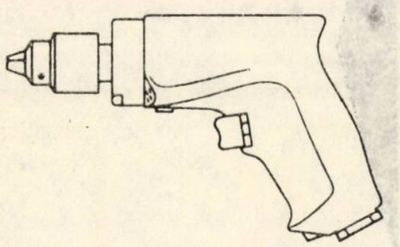
VALT DUBLU AUTOMAT

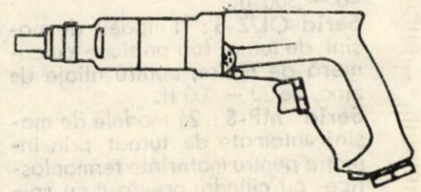

1

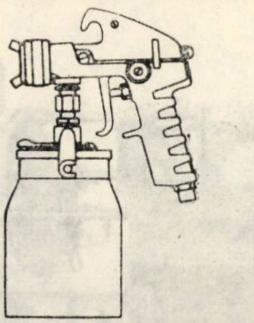

2

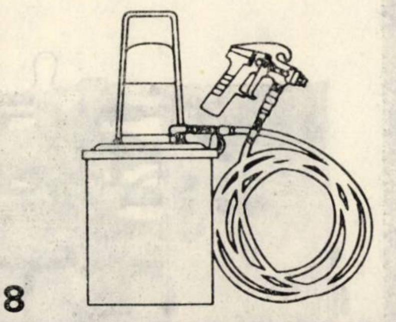

3

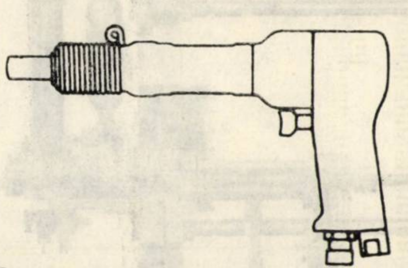

4


5


6


7


8


9

9 căi pentru mărirea producţiei

Atlas Copco poate oferi o gamă variată de utilaje cu aer comprimat. Aceste 9 utilaje vor reduce preţul de cost.

1 Compresoare staţionare cu piston şi cu şurub de la 0,05 m³/min la 550 m³/min.

2 Chei cu acţionare pneumatică într-un mare număr de modele şi dimensiuni.

3 Polizoare de suprafaţă sigure şi de construcţie simplă pentru multe aplicaţii.

4 Polizoare cu turaţie în gol între 4 500 şi 18 000 rot/min cu greutate specifică redusă.

5 Aparate manuale de găurit seriile „33", a căror tehnologie avansată şi construcţie le conferă o mare capacitate de funcţionare cu o oboseală minimă pentru mînuitor.

6 O serie de aparate de înşurubat cu acţiune pneumatică, cu 3 tipuri de cuplaje, care satisfac cele mai multe dintre cerinţele asamblării în industrie.

7 Pistoale de vopsit de mare capacitate, pentru lacuri şi alte materiale pulverizabile.

8 Echipament de vopsit prin pulverizare la mare presiune pentru vopsirea rapidă pe suprafeţele mari.

9 Ciocane de nituit pentru nituire uşoară, medie şi grea în duraluminiu şi oţel.

Completaţi acest cupon şi trimiteţi-l la Atlas Copco AB, Stockholm 1, Suedia.

Trimiteţi documentare asupra următoarelor produse.

În limbile: engleză ☐ germană ☐ franceză ☐

1☐ 2☐ 3☐ 4☐ 5☐

6☐ 7☐ 8☐ 9☐

3/68

Vă rugăm scrieţi numele, profesiunea şi adresa dv. în litere de tipar pe o hîrtie separată.

Atlas Copco

Maşini hidraulice de turnat sub presiune

Maşini hidraulice automate de turnat prin injecţie, pentru mase termoplastice

IDRA

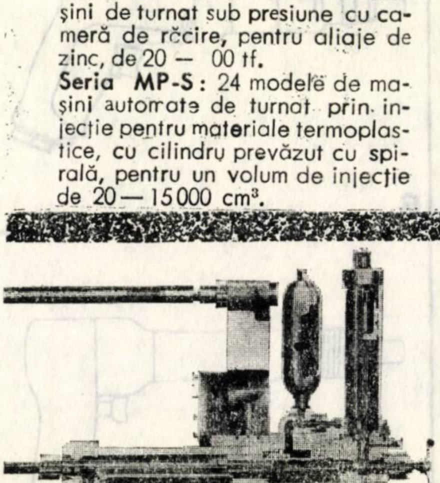
Programul de fabricaţie

Seria OL-S: 15 modele de maşini de turnat sub presiune cu camera de răcire orizontală, de 60 — 3 500 tf.

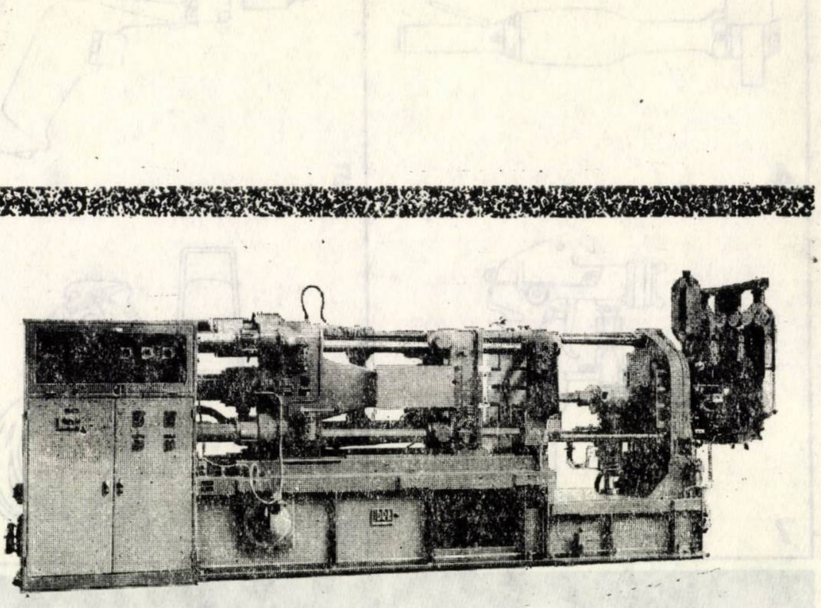
Seria OL/V-S: 8 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire verticală, de 40 — 500 tf.

Seria OL/Z-S: 11 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire, pentru aliaje de zinc, de 20 — 00 tf.

Seria MP-S: 24 modele de maşini automate de turnat prin injecţie pentru materiale termoplastice, cu cilindru prevăzut cu spirală, pentru un volum de injecţie de 20 — 15 000 cm³.

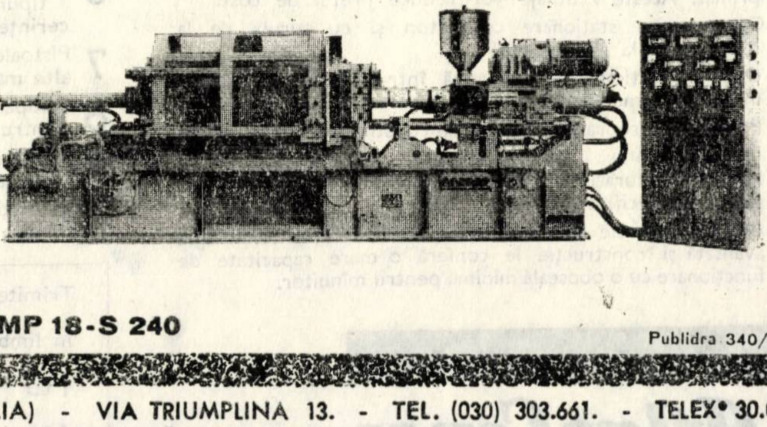


idrostat biconstant



OL-225 S

Maşinile de turnat sub presiune IDRA sînt prevăzute cu un dispozitiv de injectare cu trei faze, de construcţie ultramodernă. Noile dispozitive de scurgere rapidă cu alimentare prin piston, sistem IDROSTAT, fac posibilă obţinerea de viteze mărite de injecţie, realizate prin scurtarea spaţiului de accelerare. Cu ajutorul noului tip de regulator multiplicator IDRA-BIOCONSTANT se menţine constantă presiunea şi durata de creştere respectivă, independent de puterea presei sau de viteza pistonului.



MP 18-S 240

Publidra 340/68

SEDIUL PRINCIPAL ŞI UZINA BRESCIA (ITALIA) - VIA TRIUMPLINA 13. - TEL. (030) 303.661. - TELEX* 30.034
ADRESA TELEGRAFICĂ: IDRA BRESCIA

Sucursale:

R. F. G. **IDRA—PRESSEN** GmbH Stuttgart-N Azenbergstrasse 31 - Tel. 223451/52 - Telex 0722769
FRANŢA **IDRA FRANCE** 29, Rue d'Artois Paris - (8ᵉ) - Tel. 225-45-24/25/26/57 - Telex 28546
ANGLIA **IDRA LIMITED** Eagle House, Wimbledon High Street, London, S. W. 19. Tel. 01-976 8551

SIEMENS

Cuptoare electrice pentru orice fel de tratamente termice

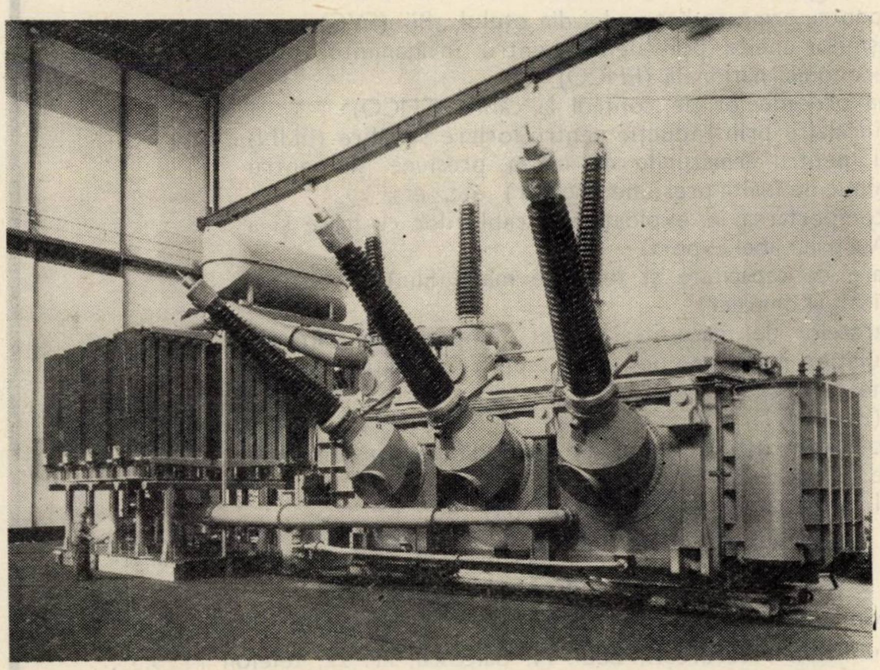
Construim cuptoare electrice cu rezistență pentru funcționare continuă, inclusiv dispozitive de încărcare și reglare, pentru industria producătoare și de prelucrare a fierului, industria metalurgică și de aliaje ușoare, industria de email, industria de ceramică și sticlărie, cuptoare cu camere simple și duble, cuptoare cu cuvă și cu creuzet, cu și fără circulație de aer, cuptoare cu clopot, instalații cu vatră rotativă, cuptoare cu vatră, cuptoare cu vatră mobilă, cuptoare Martin basculante și cu propulsie, cuptoare cu propulsie și cu bandă transportoare pentru încălzit țevi, cuptoare cu vatră cu rulouri și placă oscilantă, instalații de patentare a sîrmii (și cu trecere directă a curentului), cuptoare de nitrare cu clopot sau cuvă, instalații de recoacere izotermică sau recoacere la alb, cuptoare cu baie de săruri pentru călire, revenire și carburare, băi de ulei și metal, instalații de zincat și cositorit, camere de uscare, instalații de uscare a formelor de turnătorie, instalații de încălzire a valțurilor, dispozitive de vulcanizare, radiatoare tubulare (protejate contra exploziilor), cuptoare pentru topirea și menținerea la cald a aliajelor ușoare, cuptoare de emailare, cu camere și reversibile, cuptoare de ardere și de ardere a decorurilor pentru ceramică și porțelan, cuptoare-tunel cu una sau două căi, instalații de încălzire continuă și cazane de abur (încălzite electric).

Forme constructive speciale : instalații automate pentru recoacere și călire pentru producția în masă (industria rulmenților), cuptoare de recoacere texturală a tablei cu trecere continuă, cuptoare de sinterizare pentru ferite, cuptoare de mare capacitate pentru arderea emailurilor rezistente la acid (cuptoare cu camere și clopot, inclusiv instalațiile de încărcare), cuptoare pentru tratament termic cu gaz de protecție, instalații de gaz de protecție,

Siemens Gesellschaft m.b.H. Industrieöfenbau
1010 Wien, Nibelungengasse 15 ● Austria

Cuptoare pentru industria electrotehnică Siemens

TRANSFORMATOR DE CAPACITATE MARE



Unul dintre cele două transformatoare pentru curent trifazat de cîte 400 MVA și 400—12,5 %/275/22 kV raport de transmitere în laboratorul și stația pilot de 750 kV ale uzinei noastre din WEIZ-Steiermark.

Din programul nostru de livrare pentru transformatoare, amintim :

Transformatoare de rețea din seria EWG, pînă la 1 600 kVA

Transformatoare de rețea cu lichid izolator neinflamabil

Transformatoare cu răcire în aer cu izolație de lac și silicon, pînă la 2 000 kVA, seria 10

Transformatoare speciale ca, de exemplu, redresoare și transformatoare pentru cuptoare.

Transformatoare mari pînă la o tensiune nominală de izolare de 750 kV capacitate pînă la circa 1 500 MVA și unități de curent trifazat pînă la 1 000 MVA.

ELIN-UNION
Societate pe acțiuni pentru industria electrotehnică
Viena-Austria

ELIN-UNION
AKTIENGESELLSCHAFT FÜR
ELEKTRISCHE INDUSTRIE

CAMERA FEDERALĂ DE COMERȚ DIN AUSTRIA ORGANIZEAZĂ CU „PUBLICOM" LA BUCUREȘTI

„SĂPTĂMÎNA TEHNICO-ȘTIINȚIFICĂ"

AUSTRIA

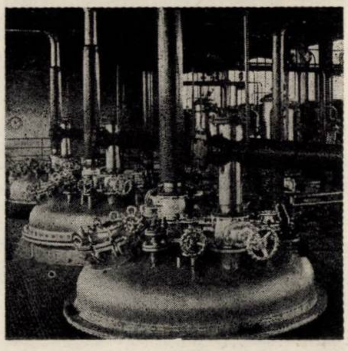
București, de la 6 la 15 mai 1968

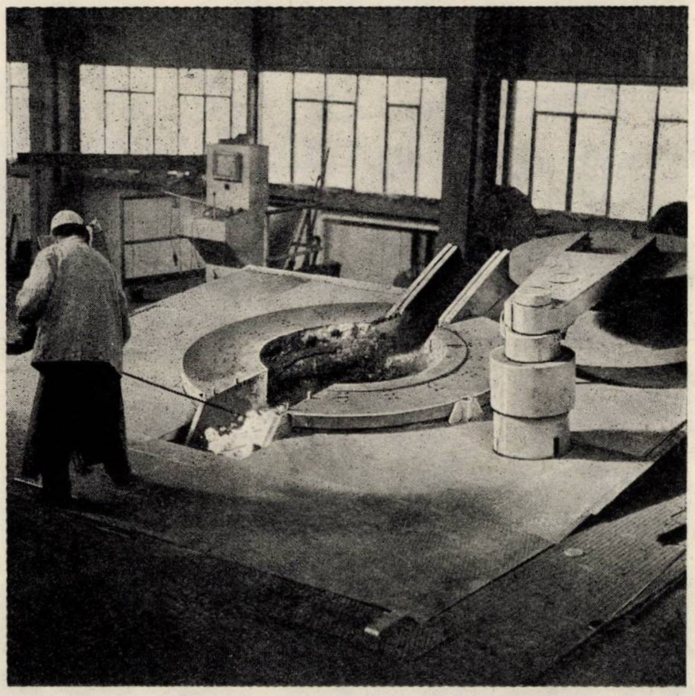
În cadrul conferințelor însoțite de un bogat material documentar : prospecte, proiectări, filme etc., vor fi expuse și următoarele teme de interes deosebit pentru sectorul construcțiilor de mașini și al metalurgiei:

- Diagrama fier-carbon (film de la Aichelin)
- Unele rezultate ale cercetărilor de bază și ale celor industriale în domeniul materialelor feroase (Alpine Montan Gesellschaft)
- Cuplaje inductive și posibilitățile lor de aplicare (STROMAG)
- Polizarea și tăierea cu viteză mare în industria oțelului și a metalelor neferoase (Tyrolit)
- Raționalizarea în industrie prin elemente pneumatice de comandă (Festo)
- Tratamentul termic al semifabricatelor neferoase în atmosferă de protecție (Ebner)
- Construcția și aplicarea cuptorului de inducție cu creuzet (WSW)
- Profile deformate la rece și țevi profilate. Fabricarea și aplicarea lor (VOEST)
- Cuplaje supraelastice din Periflex, tip Stromag
- Cuptoare industriale continue pentru probleme speciale (Siemens)
- Instalații noi pentru decaparea oțelului cu acid clorhidric și pentru regenerarea acidului uzat (Ruthner)
- Oțeluri pentru ventile (Steirische Gusstahlwerke)
- Aparate noi în domeniul defectoscopiei ultrasonore a materialelor (Kretztechnik)
- Pistoane și segmenți, ajutoare pe calea progresului în construcția motoarelor (König)
- Plase sudate pentru armarea betonului din oțelul „Bi" (EVG)
- Folosirea mașinilor-unelte polivalente pentru învățămîntul politehnic și în economia națională (EMCO)
- Automatizarea procedeelor de control la călire (EMCO)
- Instalații de încălzire prin inducție pentru forjare și călire (ELIN)
- Materiale noi pentru armăturile de înaltă presiune și pentru aparatajul chimic de înaltă presiune (Böhler) etc. etc.
- Montajul și comportarea în exploatare a cablurilor cu mase și a accesoriilor (Austria Kabel Export)
- Transformatoare de capacitate și tensiune mare (Elin)
- Utilaje de ridicat (Kohmaier)
- Controlul aparatelor de măsurat și reglat temperatura (Norma)
- Influența circulației moderne pe șine, asupra dezvoltării macazurilor (Alpine)
- Metale dure (Plansee)
- Nivelul tehnic în contrucția stațiilor de comandă pentru tensiunile cele mai înalte (Sprecher & Schuh)
- Din domeniul microscopiei aplicate (Reichert)

Conferințele vor fi expuse în limba română și vor avea loc în sălile clubului Finanțe-Bănci din str. Doamnei nr. 2 și în sala IDT din str. Cosmonauților, nr. 27

Programul detaliat al tuturor conferințelor, care ține loc de invitație, cum și alte informații, se pot obține prin „Publicom", București, Bdul. N. Bălcescu, nr. 22, telefon 14.75.35.





WSW

ÎN ORICE DOMENIU ELECTROTEHNICA ESTE PREZENTĂ. ÎN MOD CONTINUU EA DĂ INDUSTRIEI ŞI ECONOMIEI UN MARE IMPULS. O MARE CONTRIBUŢIE LA DEZVOLTAREA ACESTEIA O ADUCE

WIENER SCHWACHSTROMWERKE GESELLSCHAFT M.B.H.

Apostelgasse 12, A 1031 Viena ● Telefon 72930 ● Telex : Wien 01-1866

PRODUSE CHIMICE NOI ÎN INDUSTRIA DE AUTOMOBILE, VAGOANE, TRACTOARE

FABRICILE DE AUTOMOBILE (autobuze, camioane, turisme, tractoare) ! ! !

FABRICILE DE VAGOANE ! ! !

GARAJELE AUTO, STAŢII DE BENZINĂ (Staţii Service) ! ! !

COOPERATIVE ŞI COMERŢUL DE GROS PENTRU MATERIALE DE PROTECŢIE ŞI DE ÎNTREŢINERE AUTO ! ! !

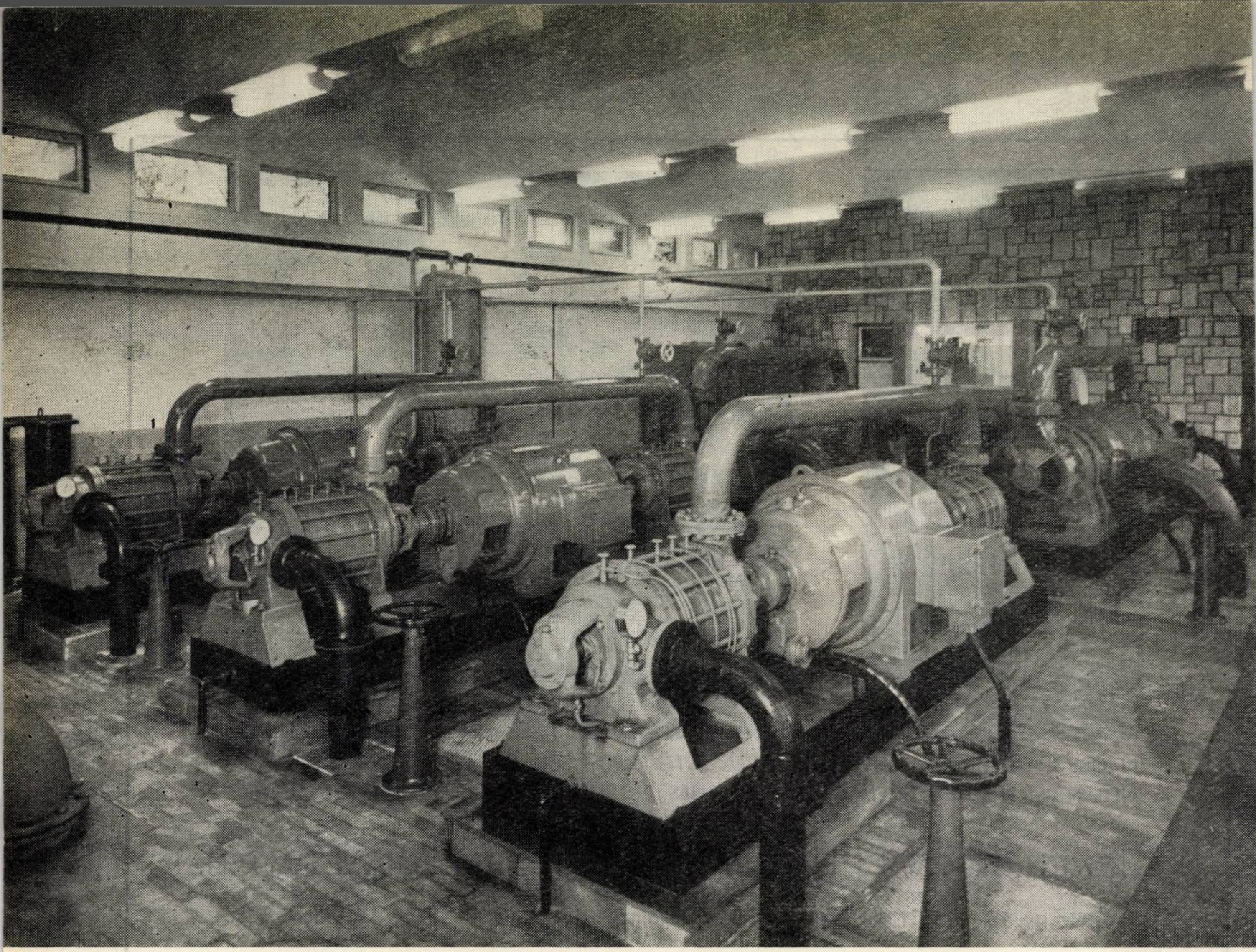
UZINELE TEROSON—WERKE Fabricile de produse chimice Heidelberg, Hans Buntestr. 4, tel. 06221/73221, R.F.G. produce şi livrează în 35 de ţări

— Materiale de protecţie anticorosive pentru automobile, vagoane, maşini. Materialele anticorosive protejază şasiul împotriva ruginii şi loviturilor şi prezintă diferite calităţi pentru caroserii, reducînd vibraţiile tablei şi ale părţilor metalice, rezolvînd astfel problema zgomotului care, pe lîngă problema corodării, este o preocupare pe scară mondială a fabricilor de automobile şi maşini.
Aceste materiale sînt livrate în butoaie speciale de 200—250 kgf cu aparatură de pulverizat specială pentru fabrici, în cazul producţiei în serie, sau chiar în bidoane pentru garaje sau staţiile de benzină şi, eventual, pentru uzul personal.

— Materiale pentru curăţarea, protecţia şi întreţinerea automobilului, pentru garaje auto, pentru comerţ şi pentru marele public. Diferite materiale adezive.

Uzinele chimice TEROSON—WERKE organizează la Bucureşti, str. Biserica Amzei, nr. 5—7, în zilele de 15 şi 17 mai a.c., orele 9, o conferinţă tehnică asupra materialelor pentru protecţia anticorosivă şi reducerea zgomotului la automobile şi maşini, cu demonstraţii cu diferite sisteme de pulverizat, în timpul fabricaţiei sau în caz de reparaţie. De asemenea, se va expune de tehnicienii TEROSON întregul program de produse chimice pentru automobile, furnizînd toate informaţiile necesare în acest domeniu şi răspunzînd la întrebările participanţilor.

Specialiştii din toate aceste ramuri de activitate sînt rugaţi să participe la această conferinţă în număr cît mai mare.



Instalaţie automată de pompare pentru apeductul din Pola (Iugoslavia), studiat şi realizat integral la PELLIZZARI:

Debit — 300 l/s (1 080 m^3/h)
Presiune hidrostatică totală — 321 m H_2O
Putere instalată — 2 000 CP

Automatic, lifting pumping plant for the aqueduct of Pola (Yugoslavia), entirely manufacturated by PELLIZZARI

total delivery 300 ltrs/sec. (1 080 $m^3/hr.$)
total manometric head 321 mt.
installed power 2,000 HP.

PRODUCE

- POMPE PENTRU ORICE FEL DE ÎNTREBUINŢARE
- MOTOARE ELECTRICE ASINCRONE MONOFAZICE ŞI TRIFAZICE
- ALTERNATOARE MONOFAZICE ŞI TRIFAZICE
- MOTOARE SINCRONE
- MAŞINI DE CURENT CONTINUU
- TRANSFORMATOARE TRIFAZATE ÎN ULEI
- CONDENSATOARE TRIFAZATE PENTRU COMPENSARE
- VENTILATOARE CENTRIFUGALE ŞI ELICOIDALE
- REZISTENŢE ELECTROHIDRAULICE COMPLETE

MANUACTURING PROGRAMME:

- PUMPS FOR ANY USE AND APPLICATION
- THREE-PHASE AND SINGLE-PHASE ASYNCHRONOUS MOTORS
- SYNCHRONOUS MOTORS
- D. C. MACHINES
- OIL-IMMERSED THREE-PHASE, NATURALLY COOLED TRANSFORMERS
- THREE-PHASE CAPACITORS FOR POWER FACTOR IMPROVEMENT
- CENTRIFUGAL AND PROPELLER FANS
- COMPLETE PUMPING PLANTS

ARZIGNANO (Vicenza) — ITALIA

PELLIZZAR

ONSTRUCŢIA SOLIDĂ

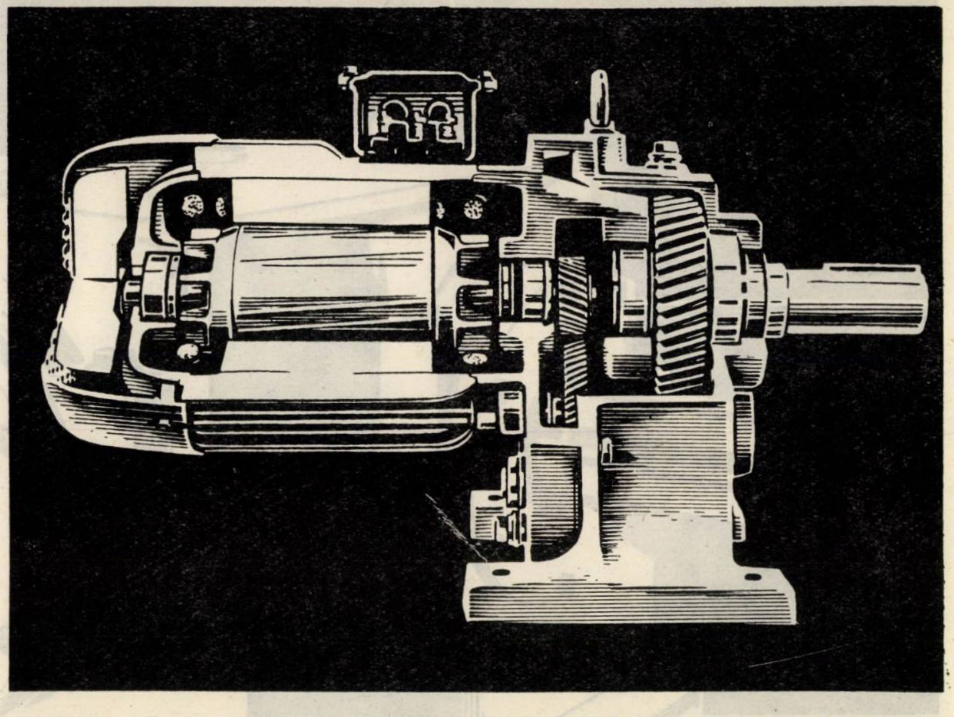
noilor noastre grupuri motor-reductor VEM poate fi observată la prima vedere in această secţiune.

Motorul şi angrenajul formează o unitate compactă de dimensiuni reduse.

Noua serie se încadrează în gama de puteri le la 0,12 la 7,5 kW cu turaţii cuprinse ntre 1,6 şi 400 rot/min.

Datorită faptului că aceste angrenaje funcţionează în ambele sensuri şi că sînt livrate în forme constructive corespunzătoare, pot fi soluţionate în mod simplu aproape toate problemele de antrenare în gama turaţiilor reduse.

VEM



VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Exportator:
Deutscher Innen-und Aussenhandel
Elektrotechnik
104 Berlin ● Chausseestrasse 111/112
Republica Democrată Germană

Informaţii:
Ambasada Republicii Democrate Germane
din Republica Socialistă România
Secţia Comercială
Bucureşti, Calea Dorobanţilor, nr. 14

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAŢIEI

Raţionalizează producţia, contribuie la creşterea productivităţii şi micşorează costurile de fabricaţie.

Confecţionează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe şi uşor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor şi pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de aşteptare şi timpi morţi în ateliere.

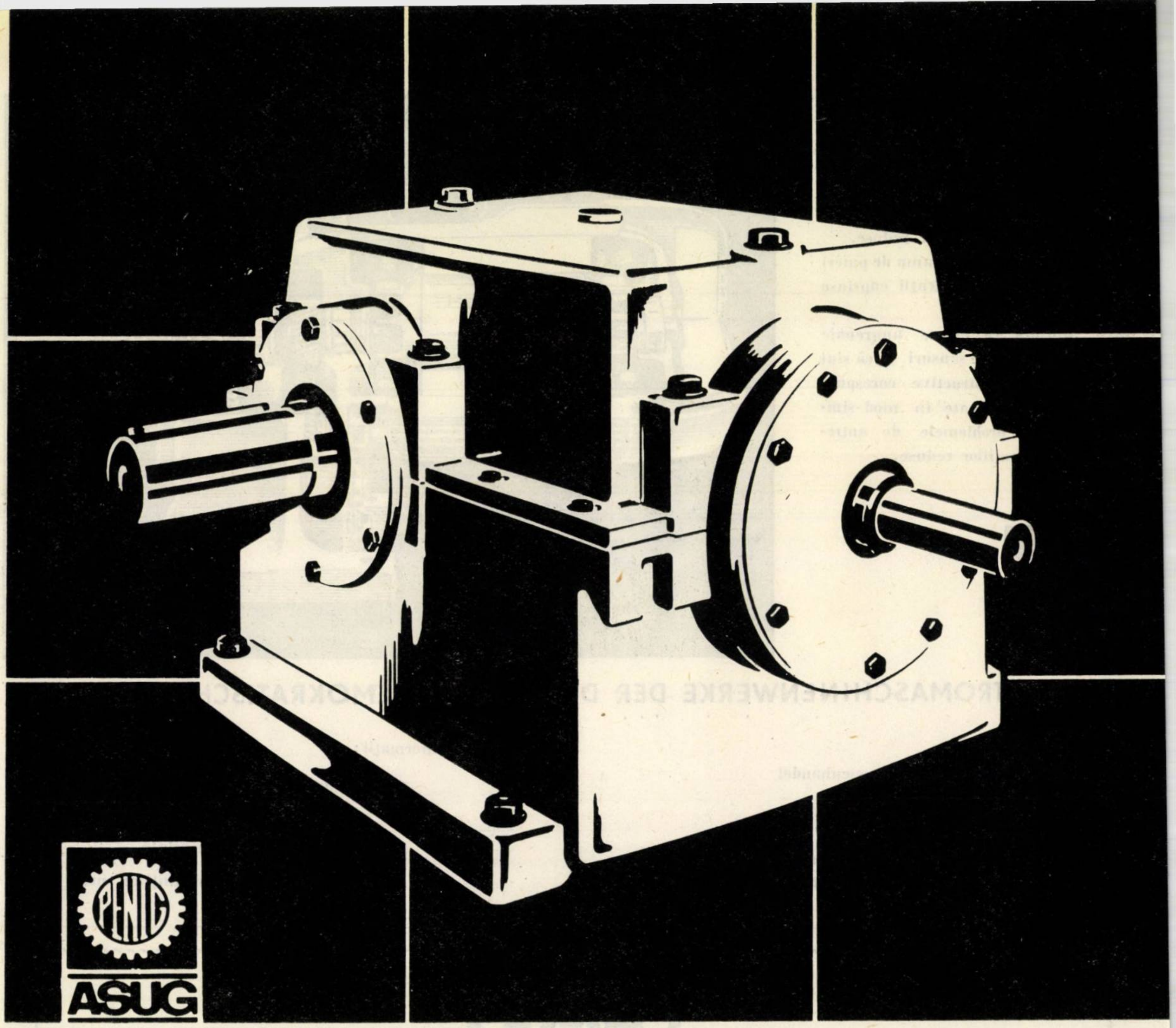
Creează condiţiile pentru introducerea unei planificări raţionale în ateliere, pentru încărcarea justă a maşinilor şi pentru combaterea rebuturilor.

În combinaţie cu fişe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe ţări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricaţiei.

Rugăm cereţi prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG **ORGANISATIONS-MITTEL GmbH**
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 87—91



ANGRENAJE CU RANDAMENT OPTIM

Tehnica modernă necesită în prezent angrenaje cu o lungă durată de exploatare, de mare putere, cu gabarit minim şi un nivel de zgomot scăzut. Acestor tendinţe de dezvoltare pe plan mondial le corespund întru totul noile noastre angrenaje tipizate pentru toate instalaţiile staţionare din industrie:

3 serii tipizate de angrenaje cu roţi cilindrice cu 1—3 trepte în 20 de dimensiuni şi pentru 21 de rapoarte de transmitere diferite;
6 serii tipizate de angrenaje conice şi conice-cilindrice cu 1—3 trepte în 40 de dimensiuni şi pentru 25 de rapoarte de transmitere diferite.

Utilizarea unor materiale de înaltă calitate asigură un mers liniştit şi o durată de exploatare a rulmenţilor pînă la 25 000 de ore de funcţionare. Angrenajele standard cu 2—3 trepte pot prelua sarcinile radiale la arborele motor şi pot fi livrate la cerere cu dispozitiv de blocare a mersului înapoi.

Pentru malaxoare industriale am realizat angrenaje cilindrice cu 2 trepte şi arbore vertical în 5 dimensiuni, cu o putere de 2,6 pînă la 234 kW şi o turaţie de acţionare de 12,5 — 355 rot/min. Noile soluţii constructive prezintă avantajul unei capacităţi mărite de adaptare la procesul de malaxare, datorită posibilităţilor largi de interschimbare a echipamentului. În cazul cînd vă sînt necesare angrenaje sigure şi cu randament optim adresaţi-vă nouă sub numărul indicativ A 39/68. Vă informăm pe larg asupra programului nostru de livrări.

VEB Getriebewerke Penig — DDR — 9294 Penig

INFORMAŢII:

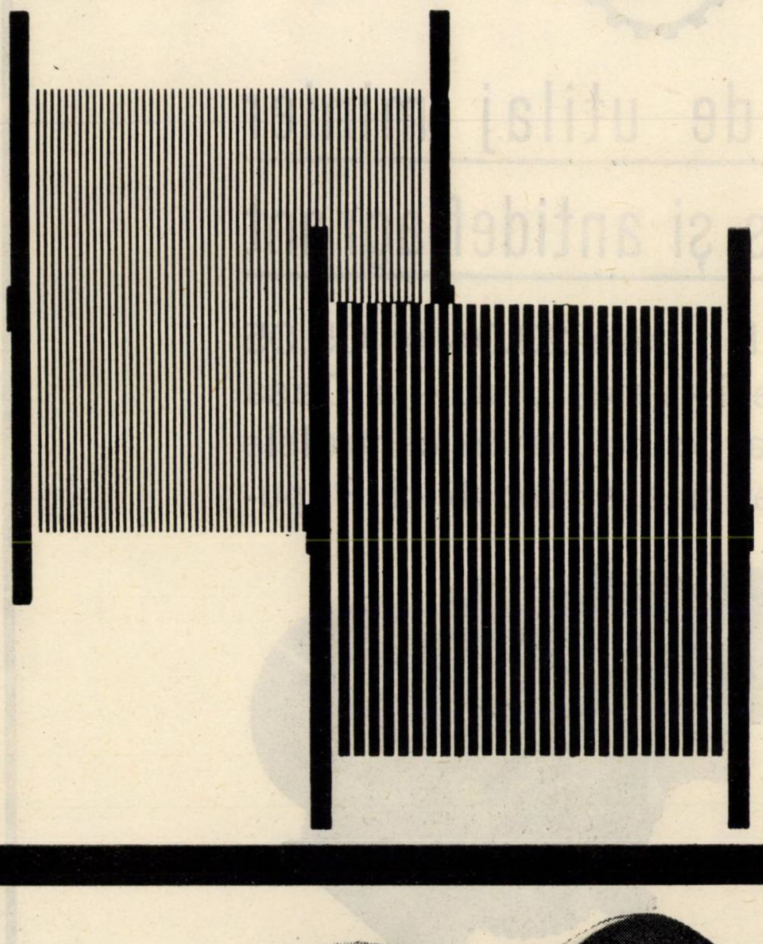
Ambasada Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România, Secţia Comercială — TKB Invest Export Bucureşti, Calea Dorobanţilor 14
Republica Socialistă România

INVEST EXPORT

Deutscher Innen-und Aussenhandel 108 Berlin, Taubenstrasse 7/9 Telegrame: DIAINVESTA, Telex: 011 2695 diaie dd
Republica Democrată Germană

INVEST EXPORT

31000 m CABLU PE SCHIMB



Noua noastră maşină SD 1250 cu bătaie dublă asigură o productivitate de 10 ori mai mare decît clasicele maşini de cablat conductori. Maşina prezintă un real avantaj pentru clientela noastră care doreşte să raţionalizeze în mod eficient producţia de cabluri. Permite prelucrarea tuturor conductorilor masivi sau din liţă cu sau fără izolaţie din material plastic sau gumă. Turaţia este de 40-400 rot/min, timpii de bătaie 52–720 mm. Timpul de frînare la funcţionarea în sarcină este de numai 5 s. Printr-un sistem de palpare frînele sînt comandate în raport cu încărcarea bobinelor.

Un contor de impulsuri cu două mecanisme de numărare totalizează lungimea cablului realizat şi opreşte automat maşina cînd numărul de metri prestabilit a fost atins.

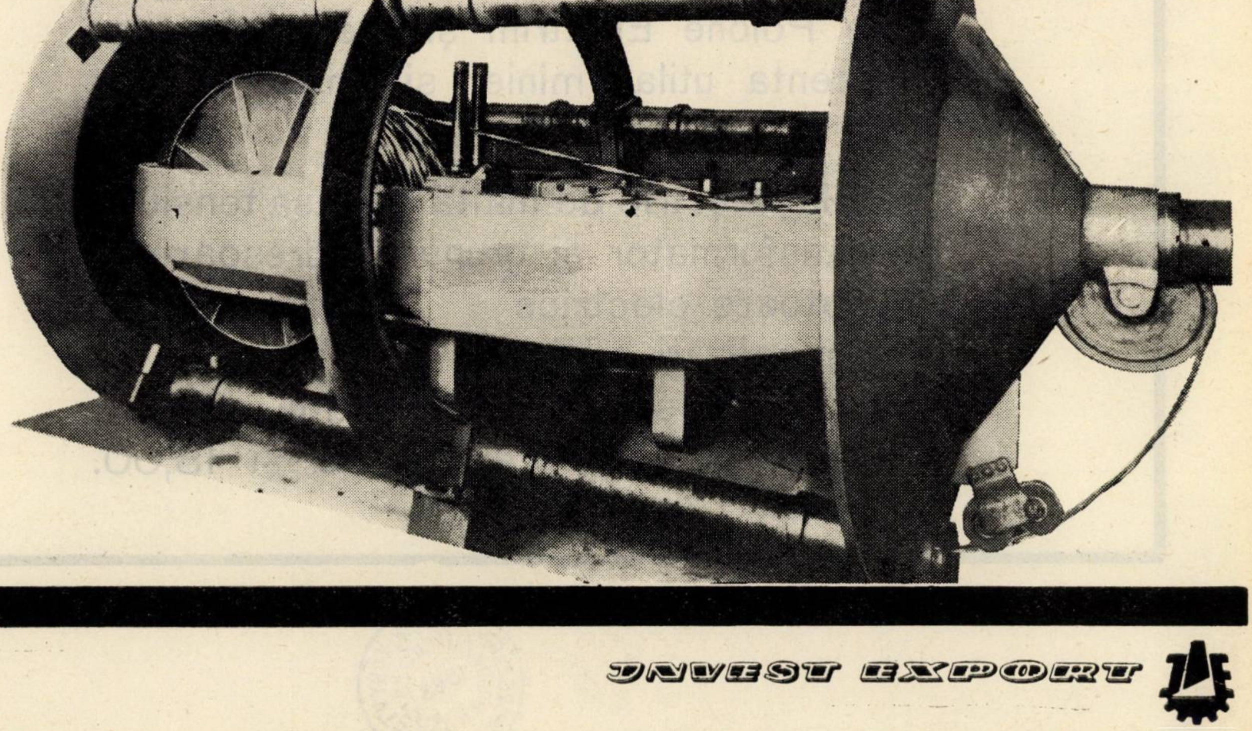
Prin această importantă şi originală realizare folosiţi progresul tehnic în fabricaţia cablurilor şi realizaţi un înalt grad de eficienţă economică. Desigur că vă interesează şi alte amănunte.

Adresaţi-vă chiar astăzi la indicele A 39/68.

VEB Schwermaschinenbau „Ernst Thälmann“,
DDR — 3011 Magdeburg.

Informaţii puteţi obţine prin:
Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România, Secţia comercială
TKB INVEST — EXPORT
Bucureşti, Calea Dorobanţilor 14
Republica Socialistă România

INVEST EXPORT
Deutsche Innen-und Aussenhandel
108 Berlin, Taubenstrasse 7/9
Telegrame; DIAINVESTA Telex; 011 2695 diaie éd
Republica Democrată Germană



ASUG

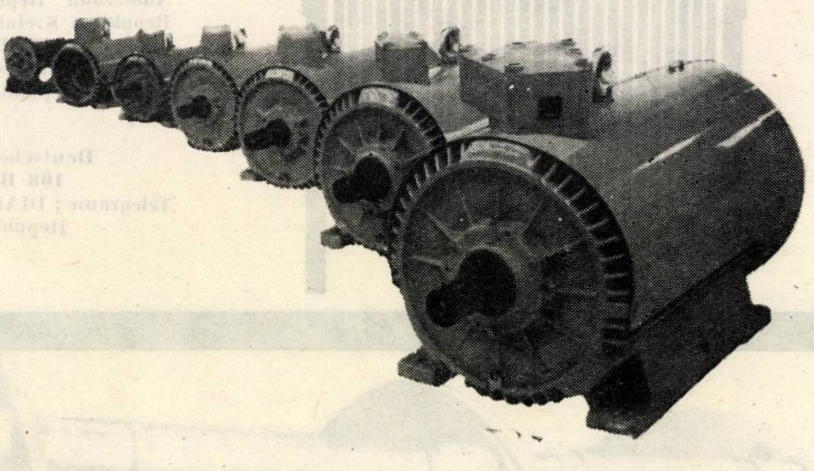
INVEST EXPORT

Elektrim

CENTROZAP

Expoziţia de utilaj minier antigrizutos şi antideflagrant

Care va avea loc între 23.04 şi 05.05 1968 la Petroşeni—Valea Jiului—la Casa Combinatului carbonifer, unde centralele de comerţ exterior ale Republicii Populare Polone Elektrim şi Centrozap vor prezenta utilaj minier şi antideflagrant printre care:



- utilaj electric de înaltă şi joasă tensiune
- transformator şi grupuri redresoare
- motoare electrice
- semnalizări miniere

Vă invităm să vizitaţi expoziţia care va fi deschisă între orele 10,00 şi 18,00.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

R

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

5

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XX • Nr. 5 • MAI 1968

C2
J3

UZINA GRIVIȚA ROȘIE WERKE

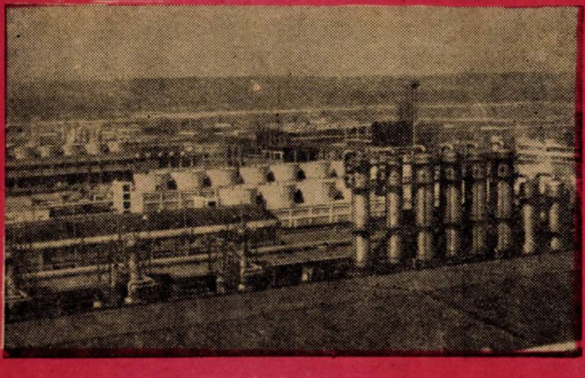
GRIRO
ROMANIA
BUCUREȘTI

Construiește instalații de:

- ACID SULFURIC
- ACID FOSFORIC
- AMONIAC
- UREE
- NEGRU DE FUM
- SODĂ CAUSTICĂ
- ÎNGRĂȘĂMINTE COMPLEXE
- ACID AZOTIC
- PIROLIZĂ etc.

Baut Anlagen für:

- SCHWEFELSÄURE
- PHOSPHORSÄURE
- AMMONIAK
- HARNSTOFF
- RUSS
- ÄTZNATRON
- COMPLEXE DÜNGERMITTEL
- SALPETERSÄURE
- PYROLYSE u. a.

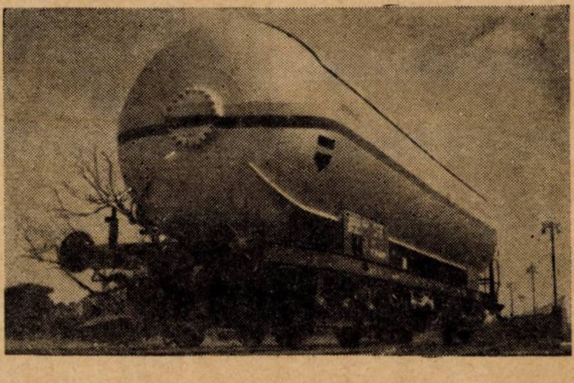


Instalații de rafinării

Xilen
Instalații de distilare atmosferică
Instalații de cracare catalitică

Raffinerieanlagen

Xylen
Atmosphärische Distillation
Katalytische Krackanlagen



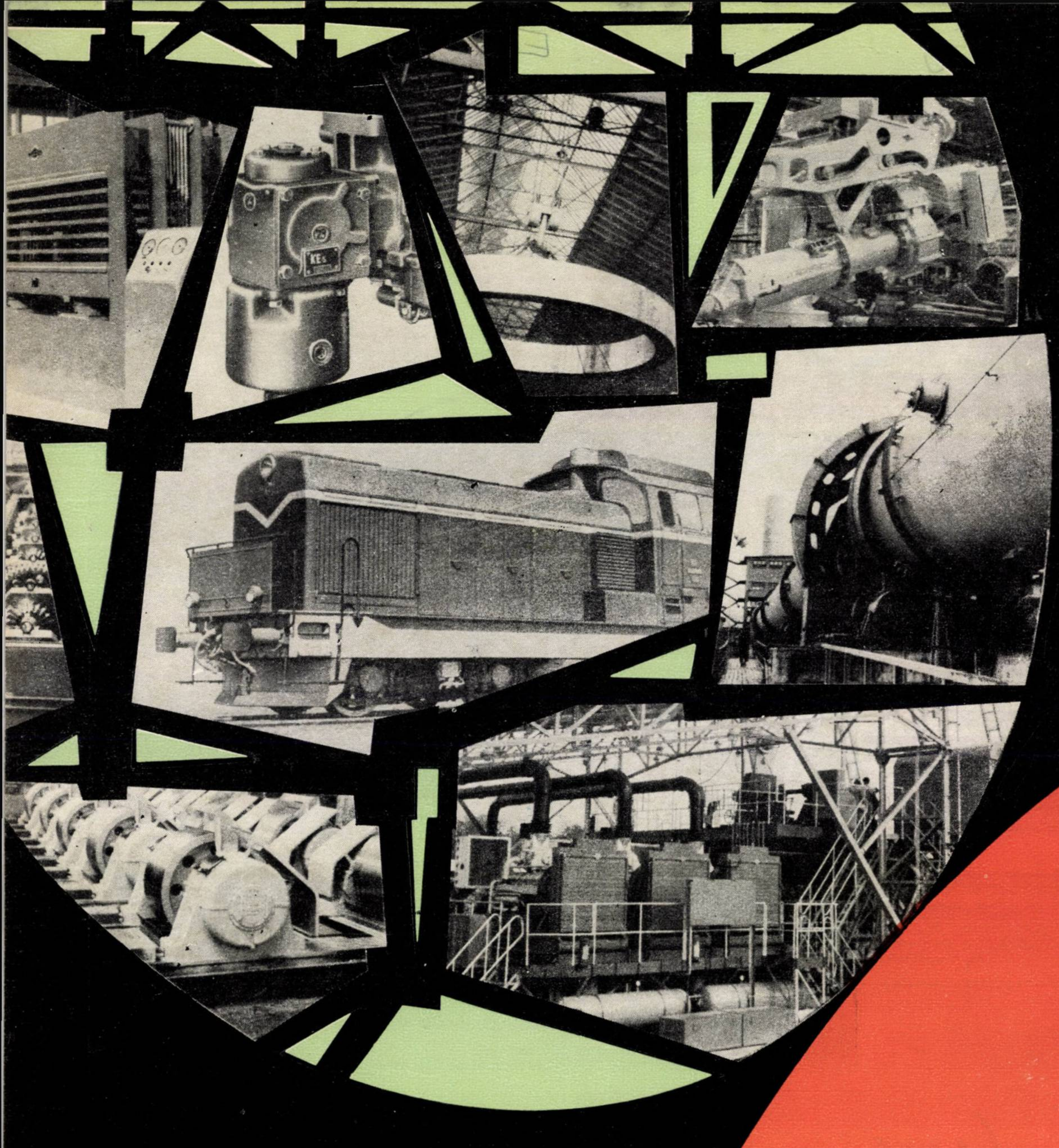
Vagoane cisternă de 46,6 m³, 60 m³ și 90 m³, cazane de abur tip C.T.F. și L.K. Diverse utilaje pentru industria chimică și petrochimică, în cooperare cu alte întreprinderi

Kesselwagen von 46,6 m³, 60 m³, 90 m³. Dampfkessel Typ C.T.F. und L.K. Verschiedene Ausrüstungen für die chemische und petrochemische Industrie, in Zusammenarbeit mit anderen Firmen

E 3279

Uzina de
AUTOCAMIOANE
Brașov

Strada Poienilor Nr. 5 - tel. 20220



UZINA 23 AUGUST

BUCUREȘTI - BD. MUNCII 256 - SECTORUL 3 - TELEFON 216030

FAUR

execută și livrează

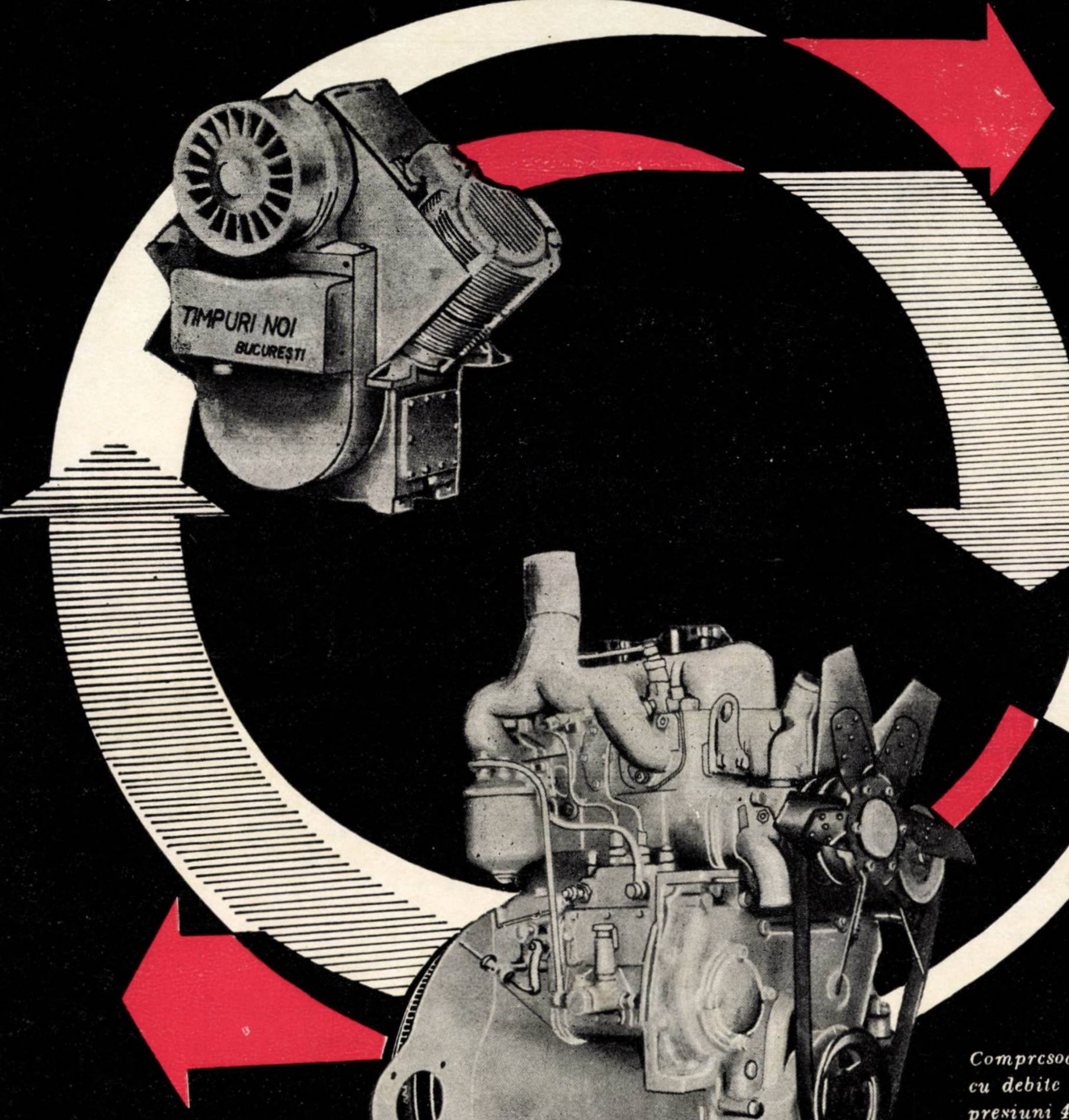
- Locomotive Diesel mecanice de 120 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP și de 450 CP, ecartament normal și îngust
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP și de 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP și cu 12 cilindri, de 400—1200 CP
- Grupuri de foraj și pompare cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—20 at
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operațiuni tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t 24 h ; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnal de 1700 m^3 (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire etc)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5; 4; și 5 t/șarjă și cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid și oțel aliat de scule
- Piese turnate din oțel pînă la 15 t buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t buc.

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCUREŞTI

Execută i livrează
în ţară şi străinătate:



Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- **Utilaje de construcţii**
- **Utilaje pentru agricultură**
- **Pompe de uz general şi speciale**
- **Generatoare de c.a şi c.c.**
- **Motocare şi motorid cătoare**
- **Ambarcaţiuni**
- **Utilaje pentru silvicultură.**

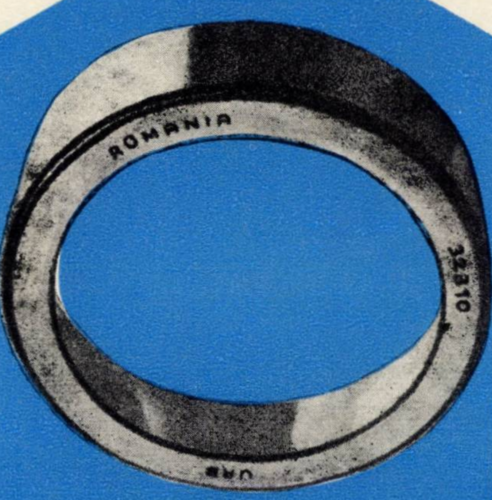
Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni $4 \div 14\ kgf/cm^2$ pentru:

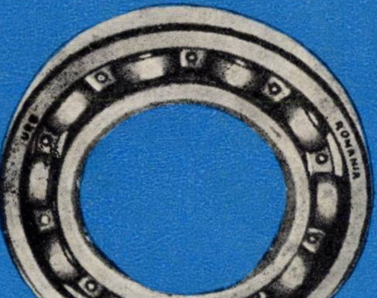
- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

Pentru rezolvarea problemelor dvs. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

UZINA rulmentul BRASOV





UZINA RULMENTUL BRAŞOV PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE, PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE:

- Rulmenţi radiali cu bile
- Rulmenţi cu role conice
- Rulmenţi cu ace
- Rulmenţi cu ace pentru cardan
- Rulmenţi cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Semicuzineţi palier
- Semicuzineţi bielă
- Inele axiale
- Bucşele arborelui cu camă

Str. 13 Decembrie nr. 96 — telefon 2.06.41 — telex 012245

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

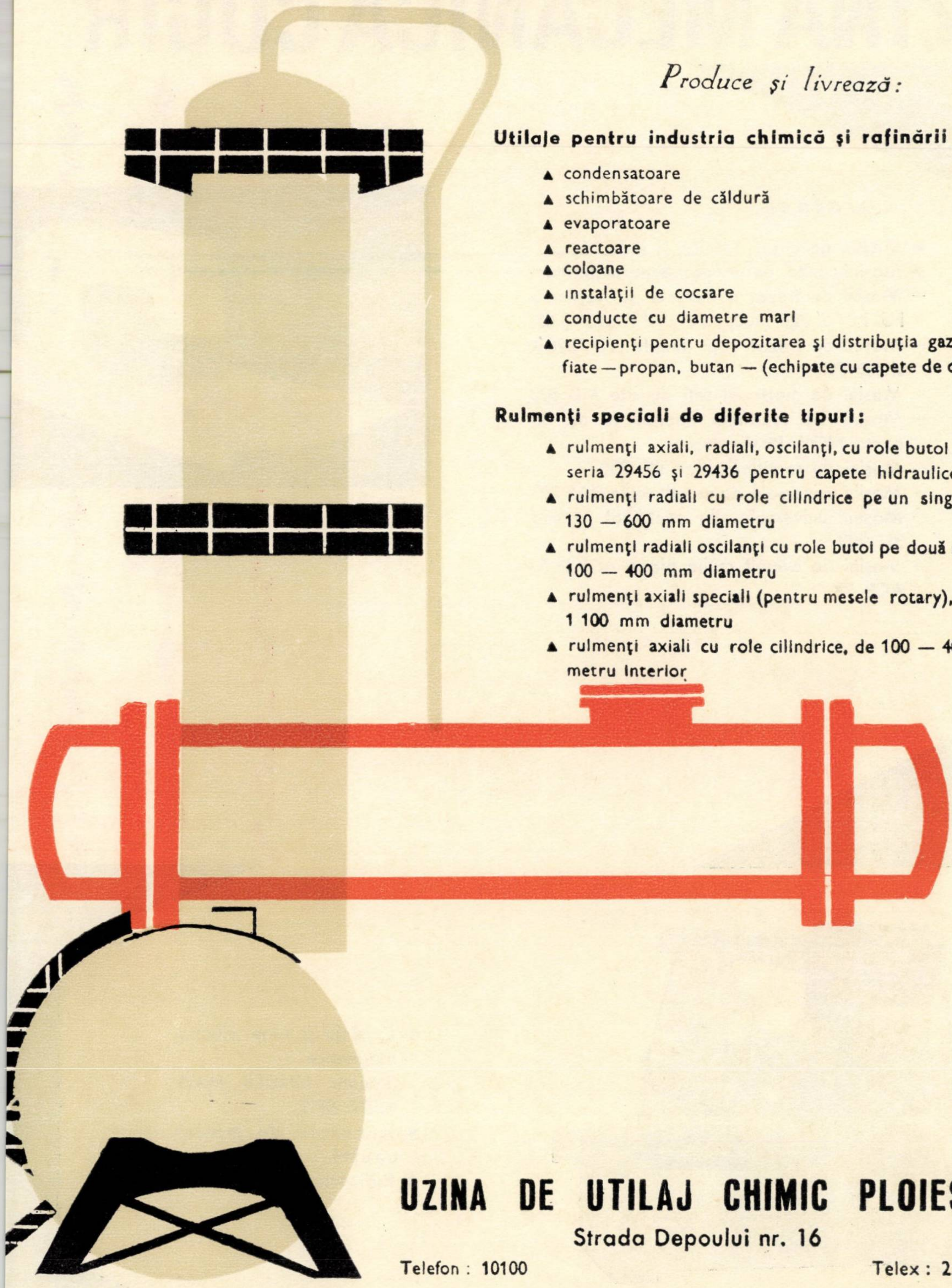
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FDB
MADE IN RUMANIA

uzuc



Produce şi livrează:

Utilaje pentru industria chimică şi rafinării:

- ▲ condensatoare
- ▲ schimbătoare de căldură
- ▲ evaporatoare
- ▲ reactoare
- ▲ coloane
- ▲ instalaţii de cocsare
- ▲ conducte cu diametre mari
- ▲ recipienţi pentru depozitarea şi distribuţia gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuţie)

Rulmenţi speciali de diferite tipuri:

- ▲ rulmenţi axiali, radiali, oscilanţi, cu role butoi asimetrice, seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice
- ▲ rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- ▲ rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEŞTI

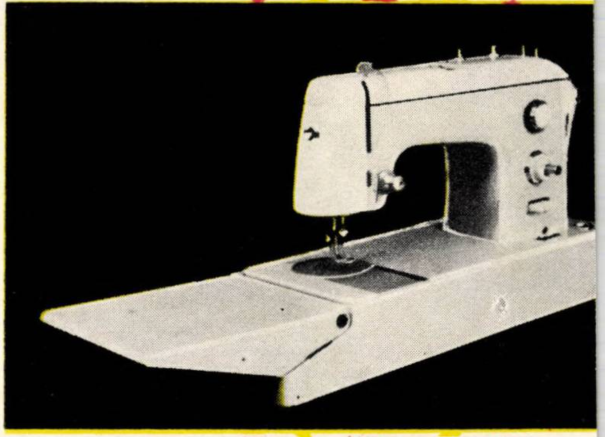
Strada Depoului nr. 16

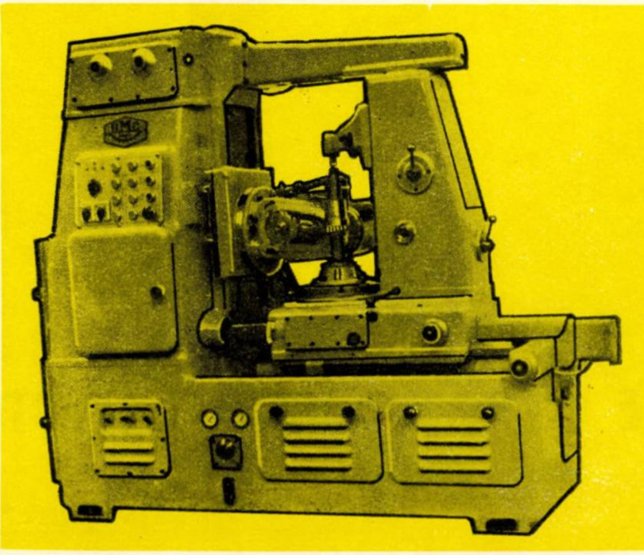
Telefon : 10100 Telex : 2.22.74

UZINA MECANICĂ CUGIR

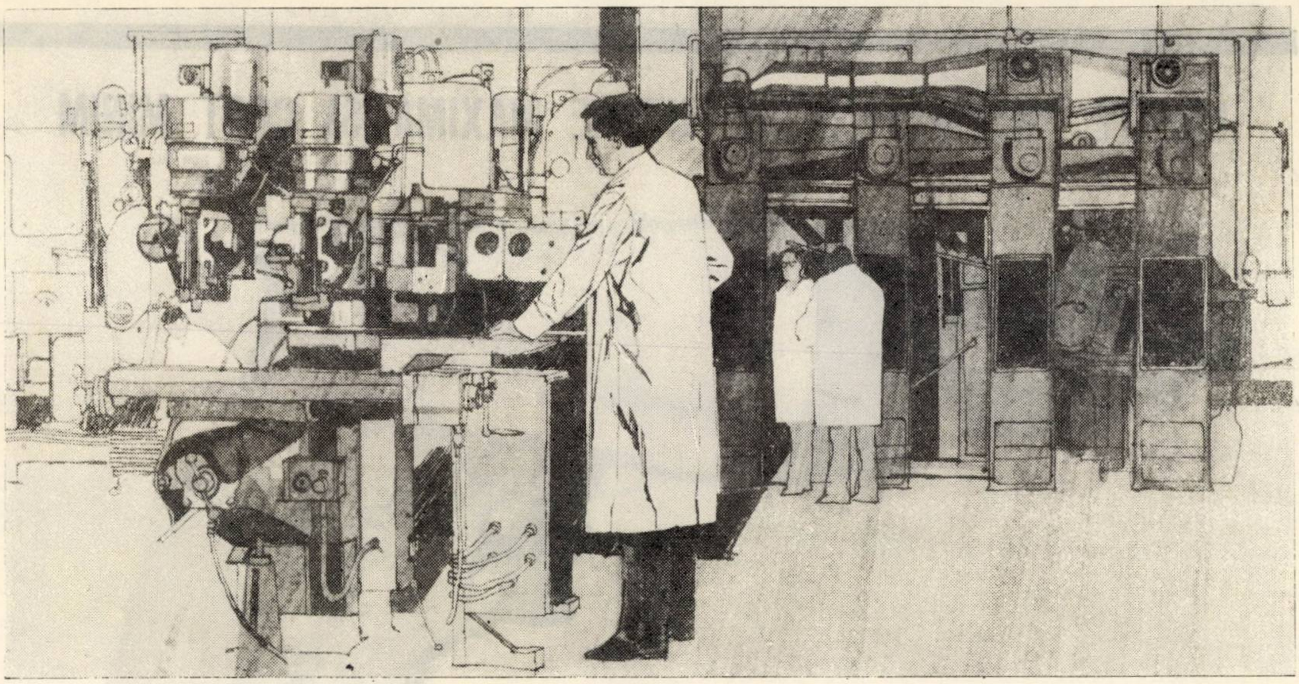
produce:

- Mașini de cusut casnice și industriale
- Mașini-unelte pentru așchierea metalelor:
  - Mașini de frezat universale și verticale FU 1; FU 320 (400); FV 1; FV 320 (400)
  - Mașini de frezat roți dințate FD 320 A si FD 500
  - Mașini de mortezat roți dințate MD 500
  - Mașini de rectificat interior RI 80 (licența NOVARESE – Italia)
  - Mașini de rectificat plan RP 250
  - Mașini universale de ascuțit scule UAS 200
  - Mașini universale de rectificat rotund RU 200
  - Mașini de ascuțit cuțite plane ACP 13,5; ACP 28.



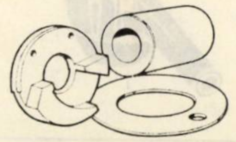


- Cuplaje și frîne electromagnetice (licența BINDER - MAGNETE RFG)
- Accesorii de mașini-unelte
- Ridicătoare hidraulice



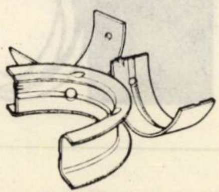
pentru concepția cea mai avansată în prezent...

Glacier Metal Company se găsește în fruntea activității de proiectare și dezvoltare a lagărelor. Această poziție este asigurată printr-o continuă activitate de cercetare. Tehnologii de la Glacier, lucrînd la problemele de viitor din domeniul lagărelor, au înzestrat industria mondială cu o gamă largă de formule constructive și materiale noi. Produsele dezvoltate în laboratoarele Glacier formează cea mai cuprinzătoare gamă disponibilă de lagăre care sînt fabricate și comercializate internațional printr-o rețea de peste 130 licențiari, reprezentanți și agenți. **Bucșe Glacier.** Fabricația de precizie în cantități mari permite lui Glacier să ofere o gamă largă de lagăre de înaltă calitate la prețuri reduse. Acestea sînt realizate în dimensiuni metrice și în țoli de la 3 mm la 120 mm și de la 1/8 "la 7", putînd fi livrate direct din stocurile existente, în trei tipuri. **Plumb/bronz.** Pentru ungere cu ulei sau unsoare consistentă. **Glacier DU.** Pentru aplicații fără ungere funcționînd eficient pe un mare interval de temperaturi. **Glacier DX.** Special realizate pentru aplicații cu preungere sau pentru condiții de lubrificație minimă. O gamă de rondele pentru pivoți și semisfere este disponibilă în Glacier DU și Glacier DX.



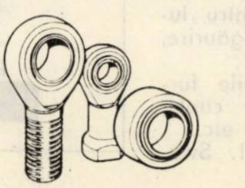
Glacier DQ și Glacetal

Glacier DQ combină caracteristicile lagărelor mecanice și uscate. Sînt disponibile in piese turnate sau prelucrate, bare sau tuburi. Glacetal material de minimă lubrificație pentru rondele de pivoți și piese similare



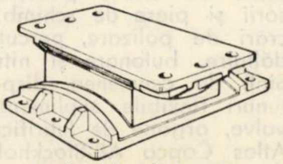
Cuzineți reticulari subțiri din aluminiu pentru tracțiune

Cel mai echilibrat material de lagăre pentru incărcări mari, pentru motoare diesel și cu benzină.



Dualign

Lagăre sferice și capete de bară. Piese de foarte mare performanță, înalt rezistente la coroziune, tolerează impuritățile, praful și fluide.



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte, eficiente, care nu pretind lubrificație. Construcție simplă care se pretează la mișcari în orice direcție. Funcționează îndelungat cu intreținere minimă.

La cerere se poate obține îndrumare pentru proiectare

...cele mai avansate lagăre

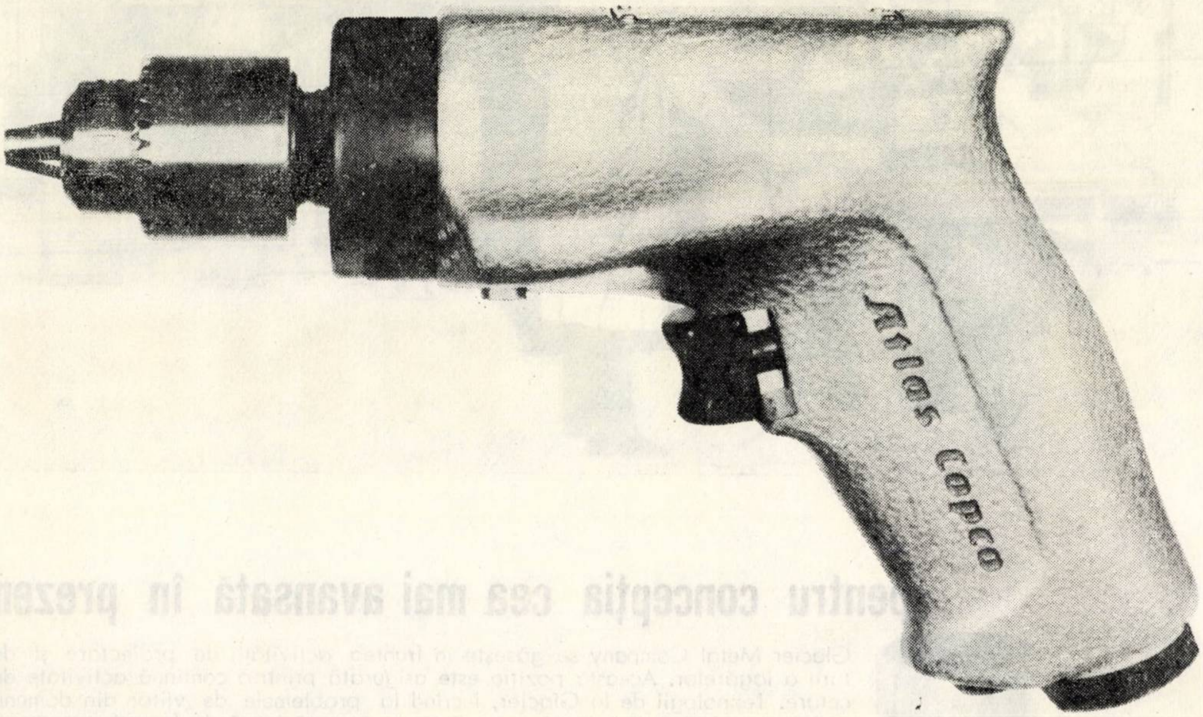
GLACIER

1967

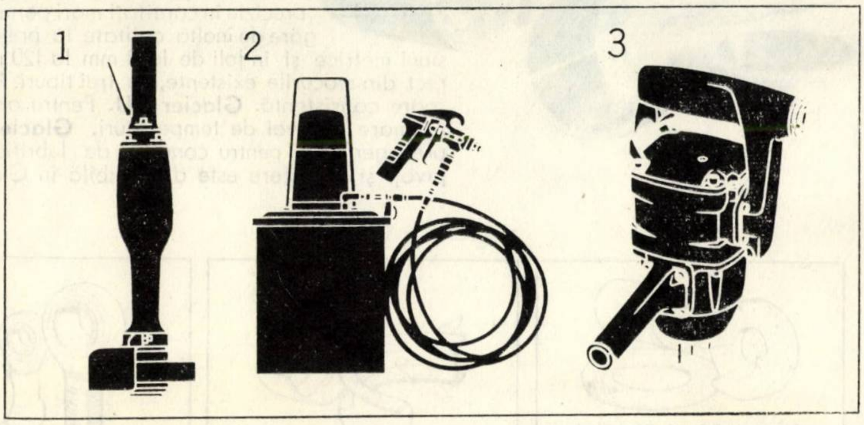
Æ THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

UNELTE PNEUMATICE CU PUTERE MAXIMĂ ȘI COST MINIM



Uneltele pneumatice Atlas Copco sînt ieftine în exploatare, deoarece au construcție simplă și puține piese de uzură.
Cheltuielile de întreținere sînt extrem de reduse. Ele posedă rezervă de putere peste capacitatea nominală — dar chiar dacă sînt supraîncărcate pînă la situația de blocare, nu se avariază.
Atlas Copco oferă o listă completă de unelte pneumatice, accesorii și piese de schimb pentru lucrări de polizare, percuție, găurire, dăltuire, bulonare și nituire.
Sînt, de asemenea, disponibile furtunuri flexibile suplimentare, cuple, valve, organe de lubrificație etc.
Atlas Copco AB-Stockholm 1. Sweden.



Desenele reprezintă :

1. Polizor drept manual
2. Dispozitiv de vopsire cu pistol la înaltă presiune
3. Cheie de impact.

Vă rugăm să scrieți: numele, profesiunea și adresa dv. în litere de tipar pe o hîrtie separată.

Atlas Copco

Send information in English ☐ German ☐ French ☐ on the following products :

☐ Handdrills
☐ Grinders
☐ Paint spraying equipment
☐ Impact wrenches

Name ____________
Title ____________
Address ____________

10/68

Instalaţii şi metode pentru tratarea suprafeţelor benzilor, sîrmelor, tablelor, ţevilor şi profilelor

Instalații cu funcționare continuă în circuit închis de acizi, instalații de decapat circulare cu turn, instalații de decapat prin împingere, instalații tambur de decapat, instalații de regenerare a acidului de decapat pentru acid clorhidric prin metoda calcinării prin pulverizare, instalație de decapat electrolitică pentru benzi de oțel inoxidabil, instalații electrice de degresare, instalații electrolitice de zincat și de cositorit, instalații electrolitice universale de placat, instalații de eloxaj, linii tehnologice de decapat și recoacere pentru metale neferoase. Instalații industriale pentru prepararea apei și aerului. Manipulatoare de forjat, mașini de încărcat.

RUTHNER

A—1031 WIEN 3 SALMGASSE 6 AUSTRIA

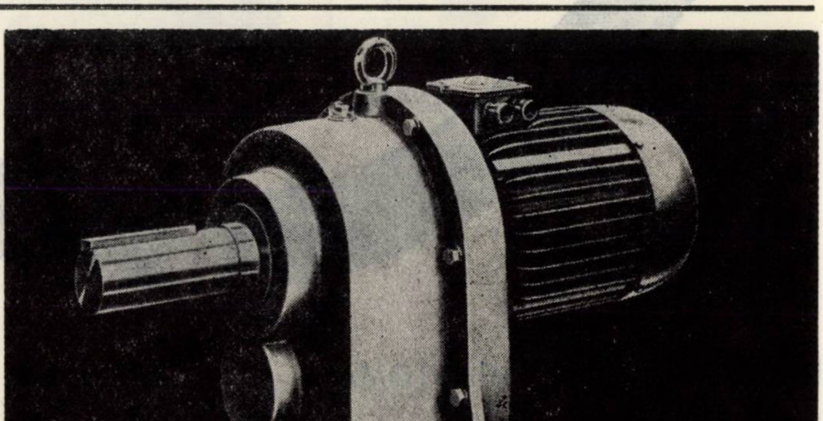
București
6—14.05.1968

Prezentare : 10.05.1968, orele 12,00,
în București, Clubul Finanțe Bănci
str. Doamnei, nr. 2

TURAŢII REDUSE ?

Pentru turații între 1,6 și 400 rot/min, oferim o serie multiplă de tipuri noi de motoare cu reductor VEM cu puteri de la 0,12 la 7,5 kW. Motorul și reductorul formează un ansamblu de antrenare compact, cu gabarit redus.

Prin folosirea acestor motoare cu reductor tip VEM și cu dispozitiv de comutare a polilor pentru două viteze cu blocarea mersului înapoi, ca motoare de frînare a transmisiei, cu protecție împotriva exploziei, pot fi satisfăcute aproape toate modurile de antrenare care necesită turații reduse.



VEM

VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

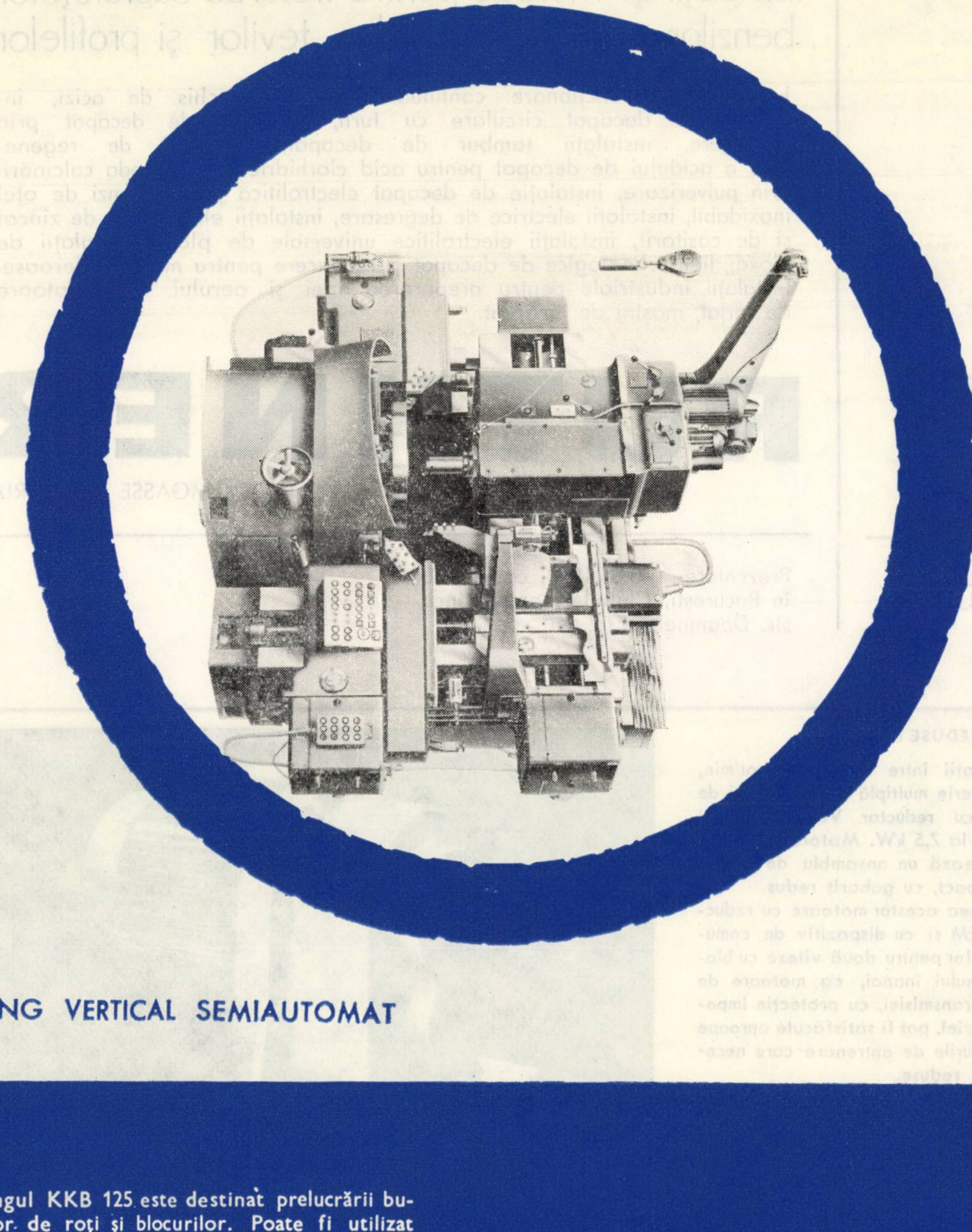
Exportator :
Deutscher nnen- und Aussenhandel

Elektrotechnik

104, Berlin. Chausseestrasse 111/112
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Informații la : Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România, Secția comercială
București, Calea Dorobanților nr. 14

KKB 125



STRUNG VERTICAL SEMIAUTOMAT

Strungul KKB 125 este destinat prelucrării butucilor de roţi şi blocurilor. Poate fi utilizat în atelierele de reparaţii pentru material rulant, garantînd o înaltă precizie de prelucrare şi asigurînd echilibrarea roţilor după prelucrare.

Caracteristici tehnice:

— diametrul de strunjit ..... 600-1 260 mm
— turaţia motorului......... 1 000 rot/min
— puterea motorului .... 75 kW
— cote de gabarit.....4 320×3 350×140 mm
— greutate .... 25 000 kgf

Materialul pentru prezentare şi informaţii detaliate vă este pus la dispoziţie în mod rapid şi gratuit

RAFAMET

Kuznia Raciborska, Polonia,
Telefon 21 ● Telex 033245

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, MAI 1968, Nr. 5

CUPRINS

SZÉKELY, I. și MUREȘAN, T.: **Mecanisme cu elemente rigide și elastice pentru realizarea funcțiilor logice.** 261

VASILESCU, C.A. și ȘTEFAN, I.: **Metodă pentru stabilirea performanțelor în altitudine ale motorului cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule din date măsurate în condiții de sol.** 267

PITCHFORD, J. H., MILLINGTON, B.W. și HOWARTH, M. H.: **Problemele care limitează încă dezvoltarea motorului Diesel mic pentru automobil** 272

ILIESCU, C.: **Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă folosind matrițe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor.** 283

CHIRIACESCU, S. și POPESCU, I.: **Contribuții la calculul dispozitivelor de broșare cu reazem sferic.** 289

BAHRIM, L.: **Prelucrarea filetului prin așchiere cu cuțite normale pentru filet la piesele din oțel inoxidabil.** 294

STRAT, LIVIA și OPRRAN, LILIANA: **Metode chimice și electrochimice pentru dizolvarea acoperirilor metalice.** 298

DRĂGHICI, N. N.: **Condițiile termice minime impuse elementelor de construcții.** 304

BREVETE 309

DOCUMENTARE 311

RECENZII 220

REVISTA REVISTELOR 220

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE.

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ing. ELIZA PETRESCU.

SUMAR

CZ 621.318.57 : 621.325.6

Szèkely, I. şi *Mureşan, T.* : **Mecanisme cu elemente rigide şi elastice pentru realizarea funcţiilor logice.**

Se analizează o categorie de mecanisme de tip releu putînd fi utilizată la realizarea unor automate finite cu elemente mecanice.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 261–266

CZ 621.434 : 621.431.75 : 629.13.07

Vasilescu, C. A. şi *Ştefan, I.* : **Metodă pentru stabilirea performanţelor în altitudine ale motorului cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule din date măsurate în condiţii de sol.**

Se propune o metodă pentru corectarea puterii şi consumului specific de combustibil determinate la sol, în scopul stabilirii valorilor respective corespunzătoare funcţionării în altitudine.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 267–271

CZ 612.436 : 621.431.73

Pitchford, J. H., Millington, B. W. şi *Howarth, M. H.* : **Problemele care limitează încă dezvoltarea motorului Diesel mic pentru automobil.**

Se analizează posibilităţile de rezolvare a problemelor ridicate de utilizarea motorului Diesel mic pentru automobil

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 272–282

CZ 621.983.3.07.003

Iliescu, C. : **Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă folosind matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor.**

Se evidenţiază particularităţile tehnologice şi se analizează aspectele economiei de metal la ambutisarea pieselor cilindrice în matriţe combinate.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 283–289

CZ 621.919.001.24

Chiriacescu, S. şi *Popescu, I.* : **Contribuţii la calculul dispozitivelor de broşare cu reazem sferic.**

Se calculează raza reazemului sferic la dispozitivele de broşat astfel încît să se evite blocarea.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 289–294

CZ 621.992.32. 025 : 669.14.018.7

Bahrim, L. : **Prelucrarea filetului prin aşchiere cu cuţite normale pentru filet la piesele din oţel inoxidabil.**

Se evidenţiază unele soluţii tehnologice privind prelucrarea prin aşchiere cu cuţite normale pentru filet a pieselor din oţel inoxidabil.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 294–298

CZ 621. 793 : 669. 058 : 66.062 : 621.357

Strat, Livia şi *Oprean, Liliana* : **Metode chimice şi electrochimice pentru dizolvarea acoperirilor metalice.**

Se realizează o scurtă prezentare a metodelor chimice şi electrochimice pentru dizolvarea acoperirilor metalice.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 298–303

CZ 691.536.4

Drăghici, N. N. : **Condiţiile termice minime impuse elementelor de construcţii.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 304–308

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando nr. 2, sector 1. Telefon: redactor şef 14.63.86; secretar general de redacţie 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala Sector 1 Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23 — 25, c. 5283.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.318.57 :681.325.6

Секели, И. и »*Мурешан, Т.*: **Механизмы с жесткими и упругими элементами в целях реализации логических функций.**

Реализируется категория механизмов типа реле с возможностью использования их для осуществления некоторых конечных автоматов с механическими элементами.

Construcţia de maşini 20 (1968), nr. 5,стр. 261–266

ДК 621.434 :621.431.75 :629.13.07

Василеску, К. А. и *Штефан. И.*: **Метод определения рьботоспособности на высотах двигателя с искровым зажиганием для автомашин, на основе данных измерении в условиях работы на земле.**

Предлагается метод поправки мощности и удельного топлива, установленных в условиях работы на земле, с целью определения соответствующих величин для работы на высотах.

Construcţia demaşini 20 (1968), nr. 5, стр. 267–271

ДК 621.432 :621.431.73

Питчфорд, Ж, Х., Миллингтон, Б. В. и *Ховарт, М.Х.* **Проблемы, которые еще ограничивают развитие дизельного двигателя малых габаритов для автомобилей.**

Рассматриваются возможности разрешения проблем в связи с применением малых дизельных двигателей для автомобилей.

Construcţia de maşini 20(1968), nr. 5, стр. 272–282

ДК 611.983.3.07.003

Илиеску, К.: **Экономия металла при протяжке цилиндрических деталей из листовой стали, применяя матрицы с комбинированной системой стягивания заготовок.**

Подчеркиваются технологические особенности и анализируются аспекты экономии металла при протяжке цилиндрических деталей в комбинированных матрицах.

Construcţia de maşini 20(1968), nr. 5, стр. 283–289

ДК 621.919.001.24

Кириаческу, С. и *Попеску, И.*: **К вопросу о расчете протяжных приспособлений с шаровой опорой,**

Вычисляется радиус шаровой опоры на протяжных приспособлениях, таким образом, чтобы избежать блокировку.

Construcţia de maşini 20 (1968), nr. 5. стр. 289–294

ДК 621.992.32.025 :669.14.018.7

Бахрим, Л.: **Обработка нарезки путем резания нормальными резьбовыми резцами деталей из нержавеющей стали.**

Показаны некоторые технологические решения по обработке путем резания нормальными резьбовыми резцами деталей из нержавеющей стали.

Construcţia de maşini 20 (1968), nr. 5, стр. 294–298

ДК 621.793 :669–058 : 66.062 :621.357

Страт, Ливия и *Опрян, Лилиана*: **Химические и электрохимические методы растворения металлических покрытий.**

Статья содержит краткое описание химических и электрохимических методов растворения металлических покрытий.

Construcţia de maşini 20 (1968), nr. 5, стр. 298–303

ДК 691 :536.4

Дрэгичь, Н. Н.: **Минимальные термические условия для строительных элементов.**

Construcţia de maşini 20 (1968), nr. 5, стр. 304–308

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.318.57 : 681.325.6

Szèkely, I. und *Mureşan, T.* : **Mechanisme mit starren und elastischen Elementen für die Durchführung logischer Funktionen.**

Es wird eine Kategorie von Relais-Mechanismen analysiert, die für die Fertigung von Finitautomaten mit mechanischen Elementen verwendet werden können.

Construcţie de Maşini 20 (1968), H. 5, S. 261–266

DK 621.434 : 621.431.75 : 629.13.07

Vasilescu, C. A. und *Ştefan, I.* : **Ein Verfahren zur Leistungsbestimmung der Ottomotoren für Kraftfahrzeuge in grosser Höhenlage auf Grund der im Tiefland gemessenen Daten.**

Es wird ein Verfahren zur Berichtigung der im Tiefland ermittelten Leistung und spezifischen Verbrauchs vorgeschlagen, zwecks Bestimmung der entsprechenden Werte beim Betrieb in grosser Höhenlage.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 5, S. 267–271

DK 621.436 : 621.431.73

Pitchford, J. H., Millington, B. W. und *Howarth, M. H.* : **Probleme, die noch die Entwicklung des Kleindiesels für Kraftwagen einschränken.**

Es werden die Möglichkeiten für die Lösung der Probleme analysiert, die eine Verwendung des Kleindiesels im Automobilbau stellen.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 5, S. 272–282

DK 621.983.3.07.003

Iliescu, C. : **Metalleinsparung beim Tiefziehen zylindrischer Werkstücke aus Blech durch die Verwendung von Matritzen mit kombinierten Halterungssystem für das Halbzeug.**

Es werden technologische Besonderheitenhervorgehoben und die Aspekte der Metalleinsparung beim Tiefziehen zylindrischer Werkstücke in kombinierten Matritzen analysiert.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 5, S. 283–289

DK 621.919.001.24

Chiriacescu, S. und *Popescu, I.* : **Beiträge zur Berechnung der Räumwerkzeuge mit Kugelstütze.**

Es wird der Halbmesser der Räumwerkzeuge im Hinblick auf die Vorbeugung einer Verklemmung berechnet.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 5, S. 289–294

DK 621.992.32.025 : 669.14.018.7

Bahrim, L. : **Spanabhebendes Gewindeschneiden mit normalen Gewindestählen an Werkstücken aus rostfreiem Stahl.**

Es werden einige technologische Lösungen dargelegt im Zusammenhang mit der Bearbeitung von Werkstücken aus rostfreiem Stahl mit normalen Gewindestählen.

Construcţia de Maşini 20 (1968) H. 5, S. 294–298

DK 621.793 : 669.058 : 66.062 : 621.357 294–298

Strat, Livia und *Oprean, Liliana* : **Chemische und elektrochemische Verfahren für die Ablösung metallischer Uberzüge.**

Die Verfasser geben eine Ubersicht der chemischen und elektrochemischen Verfahren für das Ablösen metallischer Uberzüge.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 5 , S. 298–303

DK 691 : 536.4

Drăghici, N. N.: **Für Bauelemente vorgeschriebene minimale thermische Bedingungen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 5, S. 304–308

CONTENTS

DC 621.318.57 : 621.325.6

Szekely, I. and *Mureşan, T.* : **Some mechanisms with rigid and elastic elements for obtaining logical functions.**

A cathegory of relay-type mechanisms which can be used for obtaining some automatic devices with mechanical elements is analysed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 261–266

DC 621.434 : 621.431. 75 : 629.13.07

Vasilescu, C. A. and *Ştefan, I.* : **A method for the establishment of the performances in altitude of the spark ignition engines for autovehicles based on the data measured on ground conditions.**

A method for the correction of the power and specific fuel consumption determined on the ground is suggested, with the view of establishing the respective values adequate for altitude.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 267 – 271

DC 621.436 : 621.431.73

Pitchford, G. H., *Millington, B. W.* and *Howarth, M. H.* : **What problems still restrain the small automative Diesel engine.**

The possibilities of solving the problems arising from the utilization of small Diesel engines for automative purposes are discussed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 272 – 282

DC 621.983.3. 07.003

Iliescu, C. : **Metal savings in the drawing of sheet cylindrical parts by using dies with a combined semi-products clamping system.**

The technological characteristics are described and several aspects of metal savings in the drawing of cylindrical parts in combined dies are pointed out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 283 – 289

DC 621.919.001.24

Chiriacescu, S. and *Popescu, I.* : **Contributions to the calculus of broaching devices with spherical supports.**

The radius of spherical supports in the broaching devices are calculated so as to avoid the blocking.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 289 – 294

DC 621.992.32.025 : 669.14.018.7

Bahrim, L. : **The working of the thread by cutting with normal threading tools in the case of non-corrosive steel parts.**

The author describes some technological solutions concerning the working by means of cutting with normal threading tools of the non-corrosive steel parts.

Construcţia de Maşini 20(1968), nr. 5, p. 294–298

DC 621.793 : 669.058 : 66.062 : 621.357

Strat Livia and *Oprean, Liliana* : **Chemical and electrochemical methods for dissolving metallic coatings.**

A brief presentation of the chemical and electrochemical methods used for dissolving the metallic coatings.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 298 – 303

DC 691 : 536.4

Drăghici, N. N. : **The minimum thermic conditions imposed to the construction elements.**

onstrucţia de Maşini 20 (1968), nr. 5, p. 304 – 308

SOMMAIRE

CD 621.318. 57 : 681.325.6

Szekely, I. et *Mureşan, T.* : **Mécanismes à éléments rigides et élastiques pour la réalisation des fonctions logiques.**

Les auteurs étudient une catégorie de mécanismes de type relais qui peuvent être utilisés pour réaliser des automates finis à éléments mécaniques.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 5, p. 261 – 266

CD 621.434 : 621.431. 75 : 629.13.07

Vasilescu, C. A. et *Ştefan, I.* : **Méthode pour établir les performances, à une certaine altitude, du moteur à allumage par étincelle pour autos, à partir des données mesurées sur le sol.**

On propose une méthode pour la correction de la puissance et de la consommation spécifique de combustible, déterminées au ras du sol, dans le but d'établir les valeurs respectives pour le fonctionnement à l'altitude.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 5, p. 267 – 271

CD 621.436 : 621.431.73

Pitchford, J. H., *Millington, B. W.* et *Howarth, M. H.* : **Les problèmes qui freinent encore le développement du petit moteur Diesel pour auto.**

On analyse les possibilités de résoudre les problèmes soulevés par l'utilisation du petit moteur Diesel pour auto.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 5, p. 272 – 282

CD 621.983.3.07.003

Iliescu, C. : **L'épargne de métal lors de l'emboutissage des pièces cylindriques en tôle. par l'emploi des matrices à système combiné de serrage des demi-produits.**

On met en évidence les particularités technologiques et on examine les divers aspects de l'épargne de métal lors de l'emboutissage des pièces cylindriques dans des matrices combinées.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 5, p. 283 – 289

CD 621. 919. 001. 24

Chiriacescu, S. et *Popescu, I.* : **Contributions au calcul des dispositifs de brochage à appui sphérique.**

On calcule le rayon de l'appui sphérique pour les dispositifs de brochage dans le but d'éviter le blocage.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 5, p. 289 – 294

CD 621.992.32.025 :669.14.018.7

Bahrim, L. : **L'usinage du filet par enlèvement de copeaux, à l'aide des outils normaux à fileter, pour les pièces en acier inoxydable.**

L'auteur expose plusieurs solutions technologiques pour l'usinage par enlèvement de copeaux, à l'aide des outils normaux à fileter, des pièces en acier inoxydable.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 5, p. 294 – 298

CD 621.793 : 669.058 : 66.062 : 621.357

Strat, Livia et *Oprean, Liliana* : **Méthodes chimiques et électrochimiques pour dissoudre les revêtements métalliques.**

On passe en revue les différentes méthodes chimiques et électrochimiques qui concernent la dissolution des revêtements métalliques.

Construcţia de Maşini 20 (1958), no. 5, p. 298 – 303

CD 691 : 536.4

Drăghici, N. N. : **Le minimum obligatoire de conditions thermiques pour les éléments de construction.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 5, p. 304 – 308

Revista
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI
XX

Se afirmă că activitatea sa nu poate fi cuprinsă în cercetare. Nici în producție.

Unii îl tolerează undeva între cercetare și producție. No man's land.

Alții se întreabă chiar dacă poate fi socotit inginer.

Cînd, pe lîngă activitatea de producție și de cercetare, a început să se poată vorbi și de aceea de dezvoltare, el a fost plasat în dezvoltare.

Este vorba de proiectant. De inginerul-proiectant.

* * *

Părerea mea este că cineva care nu știe să gîndească cu creionul nu poate fi considerat inginer (sau cel puțin inginer mecanic).

Îndrăznesc să consider proiectarea ca una dintre cele mai înalte manifestări ale artei și științei inginerești — sinteza tuturor cunoștințelor: cerințele pieții, acordarea rezultatelor cercetării științifice la mijloacele de producție, procedee tehnologice de mare productivitate și rentabile, metode de organizare științifică a producției — și altele.

Proiectarea în industria mecanică este pînă la urmă folosirea principiilor științei, a informațiilor tehnice și a imaginației creatoare pentru stabilirea unui sistem, unei mașini, unei structuri care să îndeplinească funcțiuni dinainte impuse, cu economicitate și rentabilitate maxime. Aceasta pretinde ca atelierele de proiectare să fie unități complexe de prelucrare a cercetărilor existente, dar și de cercetare proprie — adevărate centre de inspirație.

Firește, există proiectare și proiectare.

Aici este vorba de activitatea care cuprinde cele arătate mai înainte, care posedă atribute de originalitate, care încorporează contribuții personale în domeniile componente, ale cărei rezultate se individualizează printre creațiile similare.

Nu poate fi vorba de activitatea de copiere-desenare, nici de cea care a devenit rutină.

Este drept: de cîte ori n-am copiat proiectele altora! Dar de fiecare dată am făcut cîteva greșeli — și nu dintre cele mai mici. Mi s-au întîmplat astfel de accidente nu numai cînd baza unei astfel de activități a fost literatura sau modelele, ci chiar atunci cînd am avut la dispoziție o licență.

Nu-i mai puțin drept că activitatea noastră de proiectare conține multă rutină. Dar, fie vorba între noi: care altă activitate de-a noastră nu conține multă rutină? Chiar în activitatea de cercetare din domeniul nostru, partea covîrșitoare o reprezintă rutina. Nici nu poate fi altfel, la gradul actual de dezvoltare a cercetării aplicative.

Este știut că cei care activează în cercetarea fundamentală ezită să considere drept cercetare activitatea care se desfășoară la standurile de probe pentru prototipuri, la punerea la punct a unui procedeu etc., deoarece aceste activități reprezintă rutină.

Am avut de mai multe ori ocazia să examinez, din punctul de vedere al originalității, lucrări elaborate în sectoarele activității de cercetare.

Grea treabă și plină de necunoscute. Totuși, unul din rezultatele la care am ajuns este semnificativ și anume: timpul consumat

— pentru cercetarea contribuțiilor considerate originale 5%

— pentru munca de rutină 45%

— pentru restul activităților (documentare, bază materială specifică etc.) 50%

Eu cred că ați obține rezultate comparabile dacă ați face un sondaj asemănător activității de proiectare.

★

Activitatea de dezvoltare cuprinde proiectarea în cel mai înalt grad.

Și în plus: în dezvoltare, proiectarea este un fel de sistem circulator — transportă ideile, tonifică prin ele organismul și-l perfecționează.

În dezvoltare, ideea este începutul. Motorul realizării sale este proiectarea.

★

Proiectarea are componente ale cercetării, nu se confundă cu ea.

În activitatea de cercetare fundamentală, proiectarea este de multe ori un auxiliar.

În activitatea de dezvoltare, proiectarea comandă direcțiile cercetării.

★

Cu mulți ani în urmă, ca foarte tînăr inginer, rugam pe-un meșter mai în vîrstă să-mi dea niște explicații.

Mi-a explicat: Ei, dom'le, meseria se fură, nu se-nvață.

Mai pe ocolite, aceasta este și opinia majorității asupra faptului dacă proiectarea poate fi învățată organizat, în școală.

Mai mult, există părerea că te naști proiectant așa cum te naști pictor sau sculptor. Chiar dacă este așa, asta se referă la proiectanții unor lucrări cu totul ieșite din comun. Pe mine mă interesează cum se pot pregăti proiectanți competenți, nu genii ale genului. Dacă școala de proiectanți descoperă vreun geniu și-l ajută să se dezvolte — cu atît mai bine.

De asemenea răspîndită este și părerea că proiectarea — ca și tehnologia — poate fi învățată numai în practica industrială. Dar genul acesta de afirmații ascunde o neînțelegere.

Firește, absolut nici o profesiune tehnică nu poate să se dispenseze de practica industrială. Dar asta nu este decît o parte a cunoștințelor necesare.

Unii colegi care activează în învățămîntul tehnic superior sînt de părere că majoritatea facultăților actuale de profil mecanic asigură o foarte bună pregătire de ingineri proiectanți. Numai mici completări și ajustări ar fi de ajuns pentru o îmbunătățire a situației „școlirii" proiectării.

Eu nu cunosc așa de bine situația, dar pot spune că proiectarea despre care este vorba aici nu se referă numai la desen și organe de mașini.

Prelucrarea documentării (caiete de sarcini, reviste tehnice, proiecte similare realizate practic, manuale, brevete, lucrări de cercetare experimentală, disponibilitățile tehnice și tehnologice ale întreprinderii realizatoare etc.).

Matematici superioare.

Fizică. Chimie. Chimie-fizică.

Tehnologia materialelor.

Rezistența materialelor.

Procedee și procese tehnologice.

Procese termice.

Principii ergonomice și estetice.

Cam acestea ar trebui să fie jaloanele principale ale școlarizării pentru proiectarea despre care este vorba.

Pe lîngă acestea, cunoștințe despre: metodologia specifică a proiectării, organizarea producției, mijloace moderne de calcul, mijloace experimentale ale cercetării aplicative.

Greu de crezut că un student mediu își va putea însuși la nivelul cel mai înalt toate acestea, dar — în orice caz — el va avea o pregătire mai mult decît suficientă pentru a aborda munca practică.

Învățămîntul tradițional a lăsat de multe ori impresia că proiectarea este o chestiune de detaliu, mult mai puțin elevată decît de pildă analiza teoretică.

În ultima vreme, marile cuceriri ale științei au avut o influență deosebită asupra îndrumării tineretului studios spre cercetare, spre profesiuni științifice.

Chiar printre studenții aceleiași clase, unii au înclinații spre studii teoretice, alții spre cercetare experimentală, alții în fine pentru proiectare.

Cred că este mai cuminte să se cultive la acești tineri aptitudinile corepunzătoare, decît să se dezvolte una sau alta dintre activități după necesități de moment sau de plan.

★

După pregătirea cadrelor din proiectare, specializarea și promovarea lor mai poate reține atenția.

Cineva sugera de curînd realizarea posibilității de specializare în proiectare și prin doctorantură.

Prima reacție este probabil aceea a unui obstacol emoțional, ușor de înțeles. Teza de doctorat este asociată tradițional cu o contribuție originală, apărută sau confirmată prin cercetare teoretică și experimentală.

Dar și activitatea de proiectare poate cuprinde aceste elemente. În plus, în ceea ce privește originalitatea, trebuie recunoscut că rezultatele proiectării sînt, în general, mai puțin interpretabile și discutabile decît acelea ale cercetării.

★

Unul din cele mai importante roluri ale învățării proiectării mi s-a părut că este însușirea cunoștințelor corecte despre exactitatea calculelor.

Educația științifică încurajează atitudinea de maximă exigență în metodele teoretice și experimentale elaborate și folosite. Îmi amintesc — cu zîmbet — de mulțumirea pe care am avut-o cînd am aflat că am la dispoziție o metodă de calcul pentru determinarea unor compoziții, cu care eroarea poate fi oricît de mică vreau eu și mult mai redusă decît aceea cu care se pot măsura experimental valorile ce mă interesau.

Cînd însă apar frecările, cînd se produc pierderi necontrolate, atunci cînd trebuie să se ia, să se aleagă, să se recurgă la coeficienți (de pierderi, de siguranță și mulți alții), cînd trebuie să ții seamă de procedeul de realizare în metal sau altceva și deci să dai o anumită formă, racordare sau grosime, cînd trebuie să îngroși ca să nu se rupă și să subțiezi ca să nu vibreze și deci pînă la urmă tot ca să nu se rupă — adică atunci cînd, cu un cuvînt, începi să proiectezi, începi totodată să înveți genul de exactitate din ingineria mecanică adică din domeniul în care datele inițiale nu sînt toate precise, în care problemele sînt posibil a fi cunoscute numai incomplet, în care criteriile majore sînt posibilitățile tehnologice și rentabilitatea.

Adăugați că proiectarea mecanică este prezentă, într-o măsură mai mare sau mai mică, în toate activitățile de proiectare (electrică, electronică, din construcții, arhitectură etc.).

Adăugați și faptul că de rezultatele proiectării depind în cea mai mare măsură calitățile, performanțele, competitivitatea produselor.

Ac.

CZ 621. 318. 57 : 681.325. 6

Mecanisme cu elemente rigide şi elastice pentru realizarea funcţiilor logice

Imre SZÉKELY şi Teodor MUREŞAN

O caracteristică importantă a mecanismelor logice [1] constă în aceea că în construcţia lor intră elemente bipoziţionale sau multipoziţionale cu stări de mişcare periodică [2], [3]. Ţinînd seamă de faptul că funcţionarea acestor mecanisme are caracter discontinuu ele pot fi considerate ca automate finite cu elemente mecanice [4], [5], [6] şi, în consecinţă, analiza şi sinteza lor se face cu ajutorul metodelor algebrice cunoscute [7], [8], [9].

Releele mecanice bipoziţionale [2] pot fi considerate ca mecanisme logice sau ca şi componenţi de bază ai mecanismelor de comandă logică a maşinilor automate. În lucrarea [2] s-a precizat că releul mecanic bipoziţional este un mecanism în componenţa căruia intră următoarele elemente :

— un element (conducător) în stare de permanentă mişcare ;

— un element (condus) bipoziţional acţionat de elementul conducător numit element executor ;

— un element bipoziţional, independent de elementul conducător, ale cărui stări determină stările elementului executor, numit comanda releului.

Din punct de vedere al funcţionării logice elementul executor este acţionat de elementul comandă al releului, dar starea lui cinematică şi dinamică este determinată de legea de mişcare a elementului conducător.

Se menţionează că releul mecanic mai poate fi tripoziţional sau multipoziţional, în funcţie de numărul de stări stabile distincte ale elementelor executor şi de comandă.

Construcţia releelor mecanice este determinată de felul mişcării elementului motor (translaţie, rotaţie, oscilaţie), natura stărilor stabile distincte ale elementelor executoare (mişcare, repaus) şi felul în care se realizează legătura cinematică dintre elementul conducător şi executor.

În cele ce urmează se descrie funcţionarea a cîtorva tipuri de relee mecanice făcînd analiza multilaterală a acestora.

În figura 1 este reprezentat un releu mecanic bipoziţional, al cărui element conducător *1* execută o mişcare oscilatorie circulară între două limite bine determinate (în figură aceste limite nu sînt arătate). Caracterul variaţiei deplasării unghiulare $\varphi_1 = \varphi_1\ (t)$ este dat în figura 1, *b*. Atunci cînd tija *3* ocupă poziţia corespunzătoare lui $s = 0$, elementul *2* execută tot o mişcare oscilatorie $\varphi_2\ (t) = \varphi_1\ (t) + \beta$ (unde β este unghiul minim posibil dintre elementele *1* şi *2*), cele două elemente formînd un corp rigid. Dacă tija *3* ocupă o poziţie $s \neq 0$, în poziţia $\varphi_2\ (t) = \alpha$ (unde α este unghiul dintre direcţia tijei şi poziţia iniţială a elementului *2*), elementul *2* este oprit de tija *3*, dar elementul *1* continuă să se rotească, comprimînd arcul *4*. Caracterul variaţiei deplasării unghiulare $\varphi_2 = \varphi_2(t)$ în cele două cazuri ($s = 0$ şi $s \neq 0$), pentru $\beta = 0$, este dat în figura 1, *c*. Trebuie precizat că diagramele $\varphi_1 = \varphi_1\ (t)$ şi $\varphi_2 = \varphi_2\ (t)$ nu reprezintă legile de mişcare ale elementelor *1* respectiv *2*, ci simbolizează numai caracterul mişcării, delimitînd perioadele în care elementele *1* şi *2* oscilează împreună sau separat. Caracterul variaţiei $\varphi_2 = \varphi_2\ (t)$, corespunzător cazului particular $\alpha = 0$ (poziţia punctată a tijei 3), este reprezentată în figura 1, *d*.

Din funcţionarea acestui mecanism rezultă că elementul conducător execută o mişcare de oscilaţie circulară, elementul executor poate avea două stări stabile distincte una de mişcare şi una de mişcare cu repaus (sau mişcare şi repaus dacă tija *3* este în poziţia punctată), iar legătura cinematică dintre elementele motor şi executor se realizează prin intermediul unui arc. În momentul în care elementul executor trece din starea de mişcare în stare de repaus structura mecanismului se schimbă prin întreruperea legăturii dintre elementele conducător şi executor în urma comprimării arcului.

Analiza logică a releului mecanic din figura 1, *a*, se face ataşînd elementului *2* o variabilă binară x, care să ia valoarea $x = 1$, atunci cînd elementul *2* se află în starea de mişcare corespunzătoare lui $s = 0$, şi valoarea $x = 0$ în cazul cînd $s \neq 0$. Cum valorile variabilei f ataşate tijei *3* sînt stabilite în mod similar ($f = 1$ pentru $s = 0$ şi $f = 0$ pentru $s \neq 0$) rezultă că $x = f$, deci se realizează funcţia identică.

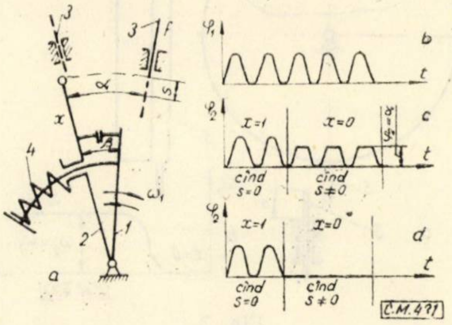


Fig. 1

Releul mecanic bipoziţional din figura 2 funcţionează în mod asemănător ca şi cel din figura 1, *a*, realizînd aceeaşi funcţie identică. Diferenţa constă doar în aceea că atît elementul conducător, cît şi cel executor au mişcări de translaţie rectilinie. Caracterul variaţiei spaţiului parcurs de elementul *2*, $h_2 = h_2\ (t)$, este identic cu $\varphi_2 = \varphi_2\ (t)$.

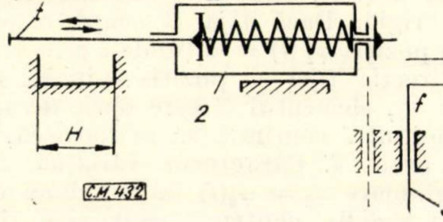


Fig. 2

Se studiază în continuare mecanismul din figura 3, al cărui element conducător *1* execută o mişcare de rotaţie continuă în sens direct cu viteza unghiulară constantă ω_1. Pentru poziţia tijei *3* corespunzătoare lui $s = 0$, mişcarea se transmite elementului executor *2* (arborelui principal) prin intermediul bilei *4* care se împănează între elementele *1* şi *2*. Dacă $s \neq 0$, tija *3* opreşte şaiba *5*, care se roteşte împreună cu arborele *2*. În momentul opririi şaibei, bolţul *6* scoate bila *4* din cavitatea în formă de pană, oprind astfel elementul executor *2* cu toate că elementul conducător *1* continuă să se rotească. Caracterul variaţiei vitezei unghiulare $\omega_2 = \omega_2\ (t)$ este dat în figura 3, *b*.

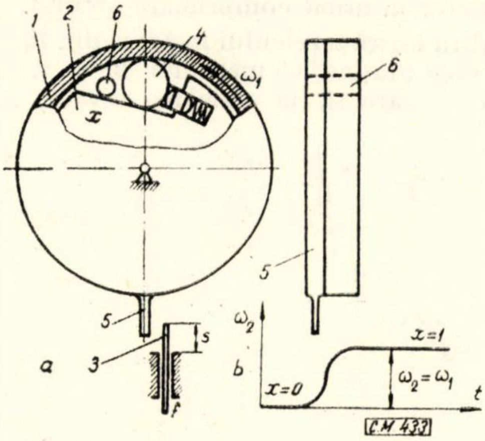


Fig. 3

În cazul de faţă elementul conducător execută o mişcare de rotaţie continuă, iar elementul executor are două stări stabile distincte; una de rotaţie continuă şi una de repaus. Legătura cinematică dintre elementele conducător şi executor este realizată prin împănare.

Ataşînd elementului executor *2* şi elementului comandă *3* variabile binare *x*, respectiv *f*, astfel ca valorile 1 să corespundă poziţiei $s = 0$ a tijei *3*, iar valorile 0 poziţiei $s \neq 0$, se observă că mecanismul din figura 3, *a* este echivalent din punct de vedere al funcţionării logice cu mecanismele din figurile 1 şi 2. Se menţionează faptul că variaţia vitezei unghiulare $\omega_2 = \omega_2\ (t)$ a arborelui *2* al mecanismului din figura 3 este similară cu caracteristica grilei a unei triode, ceea ce nu pot realiza mecanismele din figurile 1 şi 2.

Releul mecanic bipoziţional din figura 4 este compus din elementul conducător *1* avînd forma unui şurub cu un filet de dreapta *a* şi unul de stînga *b*. Elementul de comandă este săgeata *3* care poate oscila în jurul bolţului *4* rigid legat de elementul executor *2* (avînd forma unei furci) care se deplasează în lungul axului *5*. În timp ce elementul conducător (şurubul) execută o mişcare de rotaţie continuă elementul executor (furca) poate avea o mişcare rectilinie continuă spre dreapta sau spre stînga în funcţie de înclinaţia săgeţii *3*. Dacă săgeata oscilantă este înclinată spre dreapta atunci furca se deplasează spre stînga şi invers. Deoarece lungimea şurubului este finită, rezultă că deplasarea furcii în ambele direcţii este limitată. La cele două capete ale elementului *1* este fixată cîte o camă spaţială *6* şi *7* cu profile identice dar deplasate cu 180°. În momentul cînd săgeata *3* (împreună cu furca *2*) ocupă poziţia extremă din dreapta, cama *7* schimbă unghiul de înclinare a săgeţii în aşa fel că aceasta intră în angrenare cu filetul drept şi în consecinţă elementul executor îşi schimbă direcţia de deplasare înspre stînga. În mod similar, cama *6* roteşte săgeata în jurul bolţului *4* atunci cînd elementul executor ocupă poziţia extremă din stînga schimbînd direcţia de mişcare a acestuia. Prin urmare în cazul de faţă elementul executor *2* este în continuă mişcare, cînd spre dreapta cînd spre stînga, comanda de schimbare a direcţiei de deplasare fiind dată automat de camele *6* şi *7* în cele două poziţii extreme ale elementului executor. Legătura cinematică între elementele conducător şi executor se realizează prin angrenare (calare prin ghidare). Ataşînd variabila binară *f* săgeţii *3* astfel ca $f = 0$ să corespundă poziţiei înclinate spre stînga şi $f = 1$ poziţiei înclinate spre dreapta, iar variabila *x* furcii *2* astfel

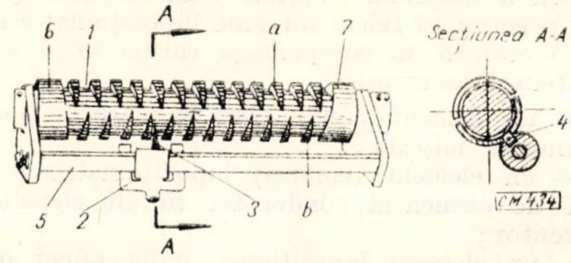


Fig. 4

ca $x = 0$ să corespundă deplasării furcii spre dreapta și $x = 1$ deplasării furcii spre stînga se observă că și releul mecanic din figura 4 descrie funcția identică.

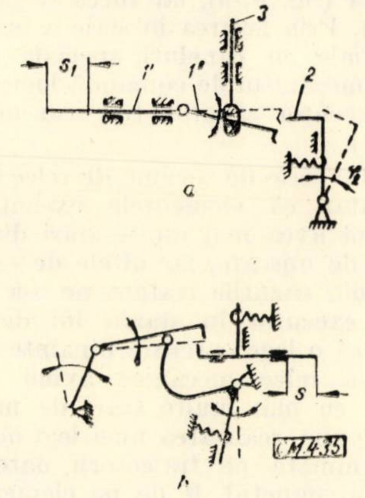


Fig. 5

Un alt mecanism care realizează funcția identică este cel arătat în figura 5, *a*. Elementul conducător al acestui releu mecanic bipozițional este format din două piese 1' și *1''* legate prin intermediul unei cuple de rotație *A*. Legătura dintre elementul conducător și cel executor *1''* și *2* se face prin stabilirea unui contact direct al extremităților acestora. Un astfel de contact are un caracter temporar și se desface deplasînd elementul comandă *3* de jos în sus. Contactul dintre elementele *1''* și *2* fiind stabilit, mișcarea de du-te-vino al elementului conducător se transformă într-o mișcare oscilatorie circulară a elementului executor în jurul punctului *C*. În momentul cînd contactul se întrerupe elementul executor este redus în poziția extremă din stînga (de forța elastică a arcului) și se oprește în timp ce elementul conducător continuă să se deplaseze. Rezultă deci că elementul condus are două stări una de mișcare oscilatorie, iar alta de repaus. Legătura dintre elementele conducător și executor se realizează prin stabilirea unui contact direct (calare prin forță). Un mecanism cu funcționare similară este prezentat în figura 5, *b*.

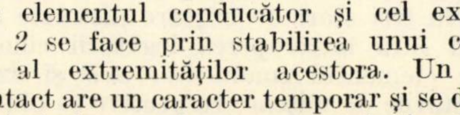


Fig. 6

În unele cazuri se întîlnesc relee mecanice la care legătura dintre elementele conducător și executor se realizează prin intermediul forțelor de frecare (fig. 6). La o valoare mică a forței normale la suprafețele în contact *N* elementul executor *2* este în repaus cu toate că cel conducător *1* execută o mișcare oscilatorie de du-te-vino. La o valoare bine determinată a intensității forței *N* rezultanta forțelor de frecare *F* devine mai mare decît forța rezistențelor utile *Q* și în consecință se stabilește o legătură rigidă între elementele *1* și *2*. Rezultă deci că cele două stări, de mișcare și de repaus, ale elementului executor sînt determinate de intensitatea forței *N*. Atașînd valoarea 0 forței cu intensitatea sub o limită bine determinată și 1 forței a cărei intensitate depășește această limită se observă că și acest releu mecanic poate fi interpretat că realizează funcția identică.

În unele cazuri este necesar ca elementul executor al unui releu mecanic să acționeze comanda unui alt releu. Această condiție poate fi satisfăcută numai în cazul dacă elementul executor al unuia din relee este un element bipozițional cu poziții fixe, deoarece comenzile tuturor releelor mecanice studiate pînă în prezent erau elemente bipoziționale cu două poziții fixe. Releul mecanic care satisface o astfel de cerință (fig. 7) are comanda *f* și ieșirile *x* respectiv $\bar{x}$ elemente cu două poziții fixe. În poziția $f = 1$ a elementului comandă (fig. 7, *a*) elementul conducător oscilează pe distanța *H*, arcul *3* fiind solicitat pulsatoriu la întindere. Elementul *2* are poziția fixă extremă din dreapta limitată de tija *4* și de ghidajul elementului *x*, determinînd astfel pozițiile ieșirilor $x = 1$, respectiv $x = 0$. În momentul cînd elementul comandă ocupă poziția $f = 0$, tija *4* permite arcului *3* ca prin destindere să deplaseze elementul *2* spre stînga. În această perioadă de tranziție, tija *5* comprimă arcul *6* (fig. 7, *b*). Atunci cînd elementul *2* ajunge în

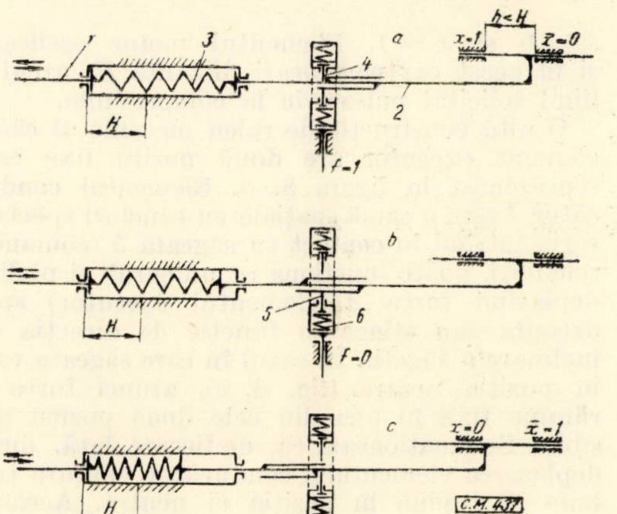


Fig. 7

poziţia extremă din stînga, limitată de ghidajul elementului x, arcul *6* se destinde (fig. 7, *c*) şi tija *5* blochează elementul *2*, menţinîndu-i poziţia fixă extremă din stînga pînă ce comanda se schimbă. Deci neglijînd perioada de tranziţie (fig. 7, *b*), în poziţia $f = 0$ a elementului comandă, ieşirile releului sînt în poziţiile fixe $x = 0$ şi $x = 1$. Elementul motor oscilează şi în acest caz pe aceeaşi distanţă H, arcul *3* fiind solicitat pulsatoriu la compresiune.

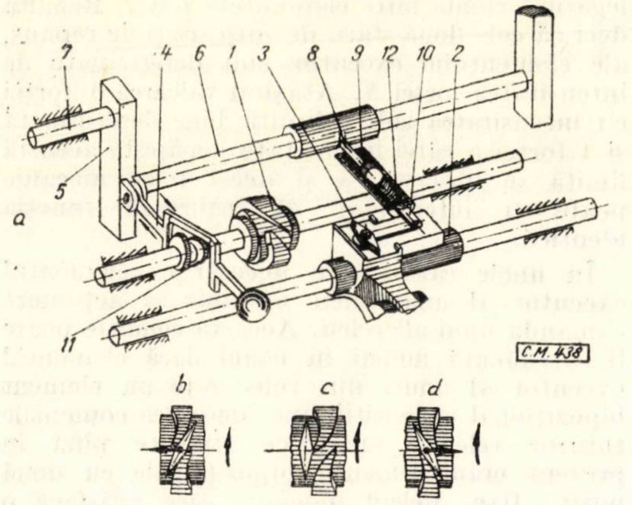


Fig. 8

O altă construcţie de releu mecanic al cărui element executor are două poziţii fixe este reprezentat în figura 8, *a*. Elementul conducător *1* este o camă spaţială cu caneluri speciale care, intrînd în contact cu săgeata *3* (comanda releului), poate funcţiona ca un şurub şi piuliţă deplasînd furca *2* (elementul executor) spre dreapta sau stînga în funcţie de direcţia de înclinare a săgeţii. În cazul în care săgeata este în poziţia neutră (fig. 8, *c*), atunci furca *2* rămîne fixă în una din cele două poziţii posibile. Se menţionează că, de fiecare dată, după deplasarea elementului conducător, săgeata trebuie să revină în poziţia ei neutră. Aceasta se realizează printr-o reacţie logică rigidă cu ajutorul lanţului cinematic care leagă mînerul *4* de săgeata *3*. Trecerea elementului executor dintr-o poziţie în alta decurge în felul următor : la o deplasare a mînerului *4* în direcţia săgeţii *a*, pîrghia *5* rotindu-se împreună cu osia canelată *6* în jurul axei *7* acţionează asupra tijei *8*, care comprimînd arcul *9* roteşte săgeata *3* prin intermediul barei *10*, în sens direct. În clipa cînd săgeata s-a rotit, cilindrul de comutare fiind în rotaţie, prinde săgeata *3* şi o deplasează împreună cu furca *2* spre dreapta (fig. 8, *d*). În timp ce cama şi săgeata funcţionează ca un şurub şi o piuliţă, cama *11* acţionînd asupra mînerului *4*, reîntoarce tija *8* în poziţia iniţială. Ca urmare arcul *9* se destinde, iar arcul *12* se comprimă. Bara *10* revine în poziţia ei iniţială puţin mai tîrziu, sub acţiunea arcului *12*, în momentul în care săgeata *3* se eliberează din canelura camei. Pentru deplasarea furcii *2* spre stînga mînerul *4* se mută în sensul săgeţii *b*, în care caz săgeata mobilă *3* se roteşte în sens orar (fig. 8, *b*), iar furca se deplasează spre stînga. Prin legarea în serie a mai multor came spaţiale cu caneluri speciale se poate realiza un mecanism de comandă logică a cărui element executor să aibă trei sau mai multe poziţii [10].

Studiind o serie de scheme de relee mecanice s-a constatat că elementele executoare ale acestora pot avea mai multe stări dintre care unele sînt de mişcare, iar altele de repaus. În nici unul din cazurile tratate nu s-a cerut ca elementul executor în starea lui de mişcare să reproducă o lege oarecare dinainte stabilită. Există însă relee mecanice avînd elemente executoare cu mai multe stări de mişcare la care se impune realizarea unei legi de mişcare bine determinată pe traiectorii date. Astfel, de exemplu, punctul M de pe elementul executor al releului mecanic (fig. 9) se mişcă pe trei traiectorii α, β şi γ în funcţie de comanda dată [11]. Punctul M descrie traiectoria α în cazul cînd elementul DF este fix. Prin fixarea elementului FE se descrie traiectoria β, iar traiectoria γ se obţine dacă se fixează ambele elemente DF şi FE. După cum se vede în acest caz cele trei stări de mişcare distincte se realizează fără întreruperea legăturii cinematice dintre elementul conducător AB şi executor BC. Stările de mişcare respective se obţin prin utilizarea a trei mecanisme patrulatere care se pun în funcţie succesiv prin schimbarea batiului (rol de batiu pot avea segmentele DF, FE şi DE).

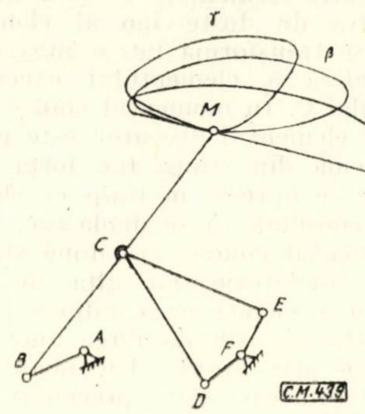


Fig. 9

Funcţii logice pot fi realizate şi prin intermediul pieselor de prelucrat [12]. Ca exemplu se poate da mecanismul de alimentare a unei maşini cu piese sferice (fig. 10). La acest mecanism pîrghia *1* trece definitiv din poziţia $f = 0$ (fig. 10, *a*) în poziţia $f = 1$ (fig. 10, *b*) numai dacă pe elementul *2* se găseşte un număr de piese bine determinate. Se presupune că piesa sferică x_1 ajunge în partea din stînga a pîrghiei *1*. În acest caz bila se rostogolește spre dreapta rotind pîrghia, în sens orar, pînă ce partea mai scurtă a ei se pune în aceeași linie cu elementul *1*. Ca urmare sfera continuă să se rostogolească pe elementul *2* pînă ce se lovește de limitatorul *3*. Imediat după ce sfera a părăsit pîrghia, aceasta din urmă revine în poziția ei inițială datorită forțelor de greutate. Pîrghia rămîne definitiv în poziția rotită ($f = 1$) numai atunci cînd pe elementul *1* se află un număr bine determinat de bile, iar bila x_n, prin greutatea ei, apăsînd pe partea mai scurtă a pîrghiei împiedică reîntoarcerea acesteia în poziția inițială. Din cele expuse rezultă că alimentatorul din figura 10 împreună cu piesele de prelucrat realizează conjuncția de mai multe variabile $f(x_1, x_2, \ldots, x_n) = x_1, x_2, \ldots, x_n$.

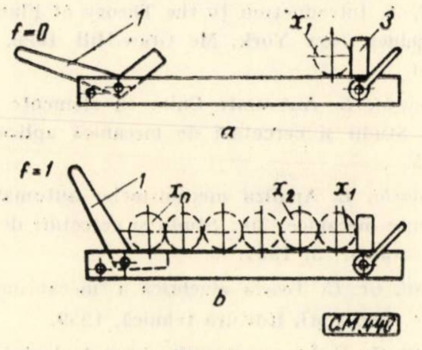


Fig. 10

Un alt mecanism logic care merită atenție este dispozitivul de orientat la mașinile de fixat tocuri la încălțăminte (fig. 11) care asigură o astfel de poziție a cuielor încît ele să ajungă în dreptul tocului cu partea ascuțită. Acest dispozitiv constă din conducta de intrare *1*, în directă legătură atît cu alimentatorul de cuie (în care cuiele stau grămadă), cît și cu conductele de ieșire *2* și *3* care comunică între ele prin orificiul *4*. În cazul cînd un cui trece în dreptul deschizăturii în poziția normală (cu linie continuă pe figură) el își continuă drumul în conducta *2*. Dacă, însă, poziția cuiului în dreptul deschizăturii este inversă (cu linie punctată pe figură) atunci acesta cade prin orificiu în conducta *3* răsturnîndu-se (trecînd totodată în poziția normală). Este clar că pentru asigurarea unei astfel de schimbări a poziției, centrul de greutate al cuiului și lungimea orificiului trebuie să fie calculate în mod corespunzător.

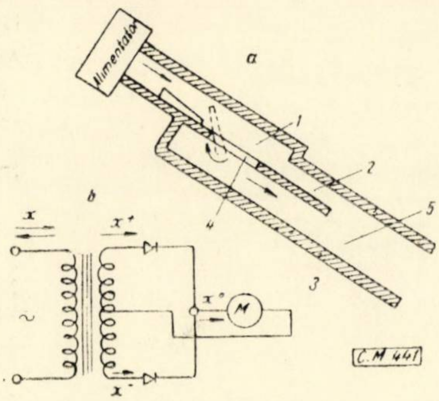


Fig. 11

Pentru efectuarea analizei logice a alimentatorului se atașează conductei *1* variabila trivalentă x, astfel ca :

$x = 0$, dacă în conducta *1* nu se află cui ;
$x = 1$, dacă în conducta *1* se află cui în poziție normală ;
$x = -1$, dacă în conducta *1* se găsește un cui în poziție inversă.

În conductele *2* și *3* poziția normală a cuiului, fiind totdeauna asigurată, le atașăm acestora variabilele f, respectiv g, astfel ca :

$f = 0$, dacă pe conducta *2* nu se află cui ;
$f = 1$, dacă pe conducta *2* se află cui ;
$g = 0$, dacă pe conducta *3* nu se găsește cui ;
$g = 1$, dacă pe conducta *3* se găsește cui.

Variabila trivalentă x poate fi descrisă de variabilele binare x^+ și x^- definite în felul următor :

$$x^+ = \begin{cases} 1 \text{ dacă} & x = 1 \\ 0 \text{ dacă} & \begin{cases} x = 0 \\ x = -1 \end{cases} \end{cases}$$

$$x^- = \begin{cases} 1 \text{ dacă} & x = -1 \\ 0 \text{ dacă} & \begin{cases} x = 0 \\ x = 1 \end{cases} \end{cases}$$

Conductei *5* din care cuiul intră direct în mașină i se atașează variabila binară φ, astfel ca :

$\varphi = 1$ dacă pe conductă există un singur cui ;
$\varphi = 0$ dacă pe conductă nu există cui sau sînt mai multe cuie.

Funcția $\varphi(f, g) = \varphi(x^+, x^-)$ este dată de :

$\varphi(x^+, x^-)$	0	1
0	0	1
1	1	0

adică :

$$\varphi(x^+, x^-) = x^+ + x^- \pmod 2.$$

De aici rezultă că φ (1,1) este un caz imposibil.

x	x^+	x^-	$\varphi(x)$
0	0	0	0
1	1	0	1
-1	0	1	1

Rezultă de asemenea că $\varphi(x) = x^\circ$ care se defineşte astfel:

$$x^\circ = \begin{cases} 0 \text{ cînd } & x = 0 \\ 1 \text{ cînd } & \begin{cases} x = -1 \\ x = 1 \end{cases} \end{cases}$$

Din cele expuse se poate trage concluzia că, indiferent de poziţia pe care cuiul o are în conducta de intrare *1*, poziţia lui normală în conducta *5* va fi totdeauna asigurată. Din analiza logică a dispozitivului de orientat cuie rezultă că funcţionarea acestuia este analogă cu funcţionarea unei scheme cu redresoare reprezentată în figura 11, *b*.

Se menţionează că partea dispozitivului formată din canalul *1* şi orificiul *4* îndeplineşte o funcţie analogă cu un redresor, deoarece cuiele pot trece deasupra orificiului *4* numai într-o poziţie bine determinată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Iuruhin, V, N.* Mehanismî loghicescovo upravlenia maşin avtomatov. Trudî seminara po TMM, tom. XII, vîp. 87, 1961.

[2] *Szekely, I., Mureşan, T.* şi *Leluliu, Al.* Mecanisme de comandă logică cu elemente rigide şi elastice. In: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 4, 1965.

[3] *Szekely, I.* şi *Mureşan, T.* Regimuri de funcţionare ale mecanismelor cu elemente rigide multipoziţionale. In: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1966.

[4] *Grill, A.* Introduction to the Theory of Finite — State Machines. New York, Mc Graw-Hill Book Company, 1964.

[5] *Livovschi, L.* Automate finite cu elemente mecanice. In: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1965.

[6] *Livovschi, L.* Analiza mecanismelor automate cu elemente mecanice. In: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1967.

[7] *Moisil, Gr. C.* Teoria algebrică a mecanismelor automate. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

[8] *Moisil, Gr. C.* Încercări vechi şi noi de logică neclasică. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1965.

[9] *Moisil, Gr. C.* Teoria algebrică a schemelor cu contacte şi relee. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[10] *Szekely, I.* şi *Mureşan, T.* Studiul logic al mecanismului de comutare al variatorului discret de viteză cu roţi dinţate conico-evolventice. In: Buletinul ştiinţific al Institutului politehnic Cluj, nr. 9, 1966.

[11] *Eremeev, N. V.*, Sarnirnîe mehanismî so mnojestvom zaconov dvijenia rabocevo zvena. Trudî tretiev sovesceania po osnovnîm problemam teorii maşini mehanismov „Analiz i sintez mehanismov", Maşghiz, Moscva, 1963.

[12] *Kovbasiuc, V. V.* Necotorîe voprosî classificaţii, analiza i sinteza loghiceschih mehanismov, „Analiz i sintez mehanismov i teoria peredaci", Izd. Nauca, Moscva, 1965.

CZ 621.434 : 621.431.75 : 629-13.07

Metodă pentru stabilirea performanţelor în altitudine ale motorului cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule din date măsurate în condiţii de sol*

Dr. ing. Călin Adrian VASILESCU şi Ion ŞTEFAN

În ultimul timp, în cadrul Institutului de energetică al Academiei s-a efectuat o serie de cercetări privitoare la comportarea motoarelor de autovehicul în condiţii de altitudine. Cercetările au fost conduse atît pe motoare monocilindrice, cît şi pe instalaţii de motoare policilindrice. La acestea din urmă a fost mai dificil să se realizeze la sol condiţiile de înălţime dorite, datorită, în special, debitelor mari de gaze de ardere ce trebuiau extrase la o presiune scăzută. Din acest motiv s-a elaborat o metodă care să permită studierea în condiţii de sol a comportării motoarelor cu aprindere prin scînteie în altitudine. În lucrare se prezintă metoda propusă şi verificări privitoare la exactitatea ei.

1. *Metoda propusă pentru stabilirea comportării motorului cu aprindere prin scînteie la altitudine, pe baza cercetărilor în condiţii de sol*

Pentru a cerceta, în condiţii de laborator, efectul altitudinii asupra unui motor, este necesar să se micşoreze simultan presiunea la admisiune şi la evacuare, astfel ca raportul presiunilor să rămînă constant. Obişnuit, se procedează astfel (fig. 1, *a*) : în amontele carburatorului se montează un vas de volum suficient de mare din care motorul se alimentează cu aer, asigurîndu-se înaintea vasului căderea de presiune necesară pentru a simula condiţiile de altitudine şi se obţine cu ajutorul unui exhaustor, presiunea scăzută necesară în conducta de evacuare. Această metodă de încercare necesită o instalaţie mare pentru vehicularea gazelor de ardere şi o cameră de climatizare pentru a reproduce condiţiile de temperatură.

Metoda propusă în lucrare asigură la admisiunea în motor condiţiile de presiune din altitudine (fig. 1, *b*), prin închiderea corespunzătoare a obturatorului carburatorului şi corectează prin calcul efectul contrapresiunii la evacuare şi al temperaturii la admisiune.

Deoarece condiţiile de funcţionare din altitudine se simulează prin încărcarea motorului la sarcini parţiale, carburatorul va funcţiona la dozajele normale. În consecinţă, pentru condiţiile de funcţionare la altitudine se presupune existenţa unui corector altimetric al carburaţei; de asemenea, dacă pe această cale se studiază din date de la sol (provenite din încercări la sarcini parţiale) comportarea la altitudine la sarcină totală, nu se va lua în considerare influenţa economizorului.

Pentru a se preciza condiţiile de altitudine este necesar să se măsoare (la bancul de probe) în afara mărimilor uzuale şi diferenţa de presiune în zona difuzorului carburatorului. Fie $\Delta p'$ această depresiune pentru o anumită sarcină parţială şi $\Delta p_0'$ depresiunea obţinută la aceeaşi turaţie însă cu obturatorul complet deschis. Într-o primă aproximaţie se poate considera că motorul lucrează la sarcina parţială într-o situaţie echivalentă cu funcţionarea la sarcină plină, dar aspirînd dintr-o atmosferă de presiune mai scăzută şi anume :

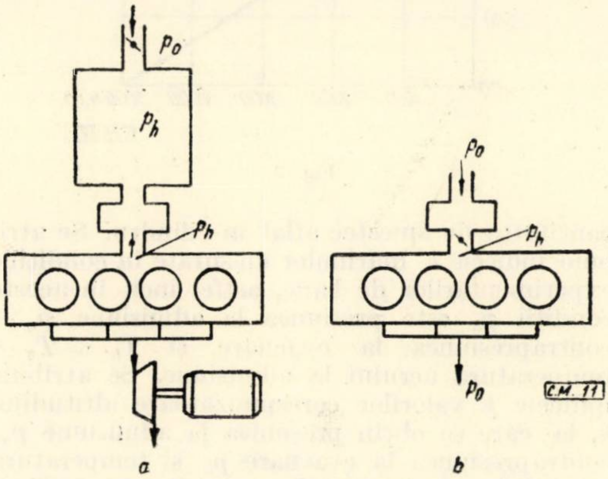


Fig. 1

$$p_h = p_0 - (\Delta p' - \Delta p_0') ; \qquad (1)$$

acestei valori a presiunii atmosferice fictive îi corespunde o anumită înălţime, care poate fi precizată, spre exemplu, prin intermediul relaţiilor atmosferei standard :

$$p_h = 760\left(\frac{288 - 0{,}0065 \cdot h}{288}\right)^{5{,}25}.$$

În figura 2 se prezintă dependenţa dintre presiunea p_h şi înălţimea h în cadrul atmosferei standard.

Evident că şi pentru sarcini parţiale la altitudine, depresiunea care trebuie realizată la sol în conducta de admisiune (respectiv sarcina parţială la care trebuie încercat motorul) se găseşte cu ajutorul unei relaţii de tipul (1).

Pentru stabilirea formulei de corectare care ţine seamă de influenţa contrapresiunii la evacuare şi de temperatura aerului la admisiune, se observă că contrapresiunea la evacuare are două efecte evidente asupra ciclului de funcţionare a motorului cu piston: mărirea cantităţii de gaze reziduale şi creşterea lucrului mecanic de pompaj.

---

*Lucrare prezentată la Conferinţa de motoare cu ardere internă, Bucureşti 1967.

Într-o primă etapă se va considera că gazele de ardere nu afectează durata arderii, ci numai cantitatea de amestec aflat în cilindru. Se atribuie indicele h' mărimilor măsurate în condiţiile experimentărilor de banc, astfel încît în aceste condiţii $p_{h'}$ este presiunea la admisiune, p_0 — contrapresiunea la evacuare şi $T_{h'} = T_0$ — temperatura aerului la admisiune. Se atribuie indicele h valorilor corespunzătoare altitudinii h, la care se obţin presiunea la admisiune p_h, contrapresiunea la evacuare p_h şi temperatura aerului la admisiune T_h, valorile presiunii şi temperaturii corespunzînd atmosferei standard.

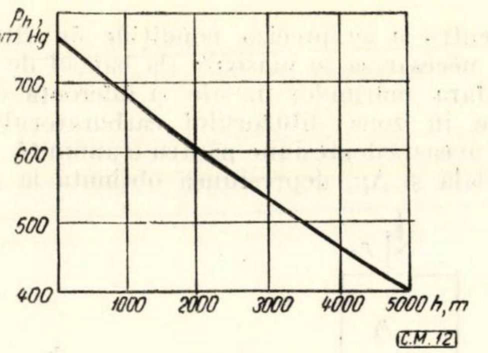


Fig. 2

În cele două condiţii, raportul puterilor indicate este:

$$\frac{P_{ih}}{P_{ih'}} = \frac{\gamma_h}{\gamma_{h'}} \cdot \frac{\eta_{vh}}{\eta_{vh'}} \sqrt{\frac{T_h}{T_{h'}}}, \tag{2}$$

unde $\sqrt{\frac{T_h}{T_{h'}}}$ exprimă dependenţa (stabilită experimental) a coeficientului de umplere η_v de temperatura la admisiune. Cum în condiţiile de banc:

$$\frac{\gamma_h}{\gamma_{h'}} = \frac{T_{h'}}{T_h},$$

deoarece presiunea este aceeaşi $p_{h'} = p_h$, rezultă din (2):

$$\frac{P_{ih}}{P_{ih'}} = \frac{\eta_{vh}}{\eta_{vh'}} \cdot \sqrt{\frac{T_{h'}}{T_h}};$$

făcîndu-se apel la mărimile atmosferei standard ($T_{h'} = 288°\text{K}$), se obţine:

$$\frac{P_{ih}}{P_{ih'}} = \frac{\eta_{vh}}{\eta_{vh'}} \sqrt{\frac{288}{T_h}}. \tag{3}$$

În continuare se determină raportul valorilor coeficientului de umplere, care variază datorită modificării contrapresiunii la evacuare.

Coeficientul de umplere poate fi exprimat [1], [2] prin relaţia:

$$\eta_v = \frac{\lambda}{\delta} \frac{1}{K(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_a}{p_h} \left[(1 + B)\varepsilon - B - \frac{p_r}{p_a} \rho \right],$$

unde semnificaţia constantelor este dată în bibliografia citată. Ca urmare, raportul coeficienţilor de umplere în condiţiile în care se modifică parametrii exteriori este:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{\frac{p_a}{p_h}\left[(1 + B)\varepsilon - B - \frac{p_r}{p_a}\rho\right]}{\frac{p_{h0}}{p_{h0}}\left[(1 + B)\varepsilon - B - \frac{p_{r0}}{p_{a0}}\rho\right]};$$

întrucît:

$$\frac{p_a}{p_h} = 1 - \frac{p_h - p_a}{p_h} = 1 - \frac{\Delta p_h}{p_h},$$

unde $\Delta p_h = p_h - p_a$ reprezintă căderea de presiune în cilindru faţă de exterior, a amestecului aspirat pînă la sfîrşitul cursei de admisiune, rezultă:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{\left[1 - \frac{\Delta p_h}{p_h}\right]\left[(1 + B)\varepsilon - B - \frac{p_r}{p_a}\rho\right]}{\left[1 - \frac{\Delta p_{h0}}{p_{h0}}\right]\left[(1 + B)\varepsilon - B - \frac{p_{r0}}{p_{a0}}\rho\right]}. \tag{4}$$

Pe de altă parte, neglijînd influenţa greutăţii specifice a gazului asupra coeficientului de pierderi, se poate scrie:

$$\frac{\Delta p_h}{\Delta p_{h0}} = \frac{\gamma_h}{\gamma_{h0}} = \frac{p_h}{p_{h0}} \frac{T_{h0}}{T_h}.$$

Considerîndu-se $T_{h0} \cong T_h$, deoarece variaţia temperaturii T_h în altitudine este relativ mică faţă de variaţia presiunii, se obţine:

$$\frac{\Delta p_h}{\Delta p_{h0}} \cong \frac{p_h}{p_{h0}}$$

sau

$$\frac{\Delta p_h}{p_h} \cong \frac{\Delta p_{h0}}{p_{h0}},$$

astfel încît relaţia (4) ia forma:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{(1 + B)\varepsilon - B - \frac{p_r}{p_a}\rho}{(1 + B)\varepsilon - B - \frac{p_{r0}}{p_{a0}}\rho}. \tag{5}$$

În literatură [2] se indică $B = (K - 1)\mu = 0{,}32$, iar pentru $p_a = 0{,}93 \cdot p_h$, $p_r = 1{,}07\ p_0$ şi $\rho = 1$. Folosind aceste valori şi notaţiile referitoare la încercările de banc, relaţia (5) devine:

$$\frac{\eta_{vh'}}{\eta_{vh}} = \frac{1{,}32\,\varepsilon - 0{,}32 - 1{,}15\frac{p_0}{p_h}}{1{,}32\,\varepsilon - 0{,}32 - 1{,}15\frac{p_h}{p_h}},$$

sau

$$\frac{\eta_{vh'}}{\eta_{vh}} = \frac{1{,}32\,\varepsilon - 0{,}32 - 1{,}15\dfrac{p_0}{p_h}}{1{,}32\,\varepsilon - 1{,}47} = A. \qquad (6)$$

În continuare se urmăreşte modul în care variază puterea efectivă :

$$P_e = P_i - P_f\,. \qquad (7)$$

Exprimînd puterile efective pentru cele două condiţii de experimentare prin relaţii de tipul (7), se deduce :

$$\frac{P_{eh}}{P_{eh'}} = \frac{P_{ih} - P_{fh}}{P_{ih'} - P_{fh'}},$$

de unde :

$$P_{eh} = P_{eh'}\,\frac{P_{ih} - P_{fh}}{P_{ih'} - P_{fh'}}. \qquad (8)$$

Se ştie că puterea corespunzătoare pierderilor mecanice este în mică măsură afectată de contrapresiunea la evacuare. Considerînd deci :

$$P_{fh} \cong P_{fh'} \cong P_{f0},$$

relaţia (8) devine :

$$P_{eh} = P_{eh'}\,\frac{P_{ih} - P_{f0}}{P_{ih'} - P_{f0}}.$$

Printr-un artificiu de calcul, împărţind cu $P_{ih'}$, se obţine :

$$P_{eh} = P_{eh'}\,\frac{\dfrac{P_{ih}}{P_{ih'}} - \dfrac{P_{f0}}{P_{ih'}}}{1 - \dfrac{P_{f0}}{P_{ih'}}}. \qquad (9)$$

Raportul $\dfrac{P_{ih}}{P_{ih'}}$ este determinat de relaţiile (3) şi (6). Rămîne de precizat valoarea raportului $\dfrac{P_{f0}}{P_{ih'}}$, care poate fi scris sub forma :

$$\frac{P_{f0}}{P_{ih'}} = \frac{P_{f0}}{P_{eh'} + P_{f0}} = \frac{1}{\dfrac{P_{eh'}}{P_{f0}} + 1}. \qquad (10)$$

Puterea efectivă în condiţiile de la nivelul mării ($h_0 = 0$) este :

$$P_{e0} = P_{i0} - P_{f0},$$

deci :

$$P_{f0} = P_{i0} - P_{e0} = P_{e0}\left(\frac{P_{i0}}{P_{e0}} - 1\right) = P_{e0}\left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1\right)$$

(unde în cazul că lipsesc date se va putea lua pentru randamentul mecanic la puterea nominală valoarea $\eta_{m0} \cong 0{,}8$). Ca urmare, relaţia (10) devine :

$$\frac{P_{f0}}{P_{ih'}} = \frac{1}{\dfrac{P_{eh'}}{P_{e0}}\,\dfrac{1}{\left(\dfrac{1}{\eta_{m0}} - 1\right)} + 1}\,. \qquad (11)$$

Puterea efectivă la altitudinea h — cînd se cunoaşte puterea la acea altitudine, însă măsurată cu o contrapresiune la evacuare — se obţine din introducerea expresiilor (3), (6) şi (11) în relaţia (9) :

$$P_{eh} = P_{eh'}\,\frac{\dfrac{1}{A}\sqrt{\dfrac{288}{T_h}} - \dfrac{1}{\dfrac{P_{eh'}}{P_{e0}}\,\dfrac{1}{\left(\dfrac{1}{\eta_{m0}} - 1\right)} + 1}}{1 - \dfrac{1}{\dfrac{P_{eh'}}{P_{e0}}\cdot\dfrac{1}{\left(\dfrac{1}{\eta_{m0}} - 1\right)} + 1}}\,. \qquad (12)$$

La calcularea relaţiei (12), valoarea P_{e0} reprezintă puterea la sol la sarcina şi la turaţia constantă la care s-au făcut încercările, iar termenul A se ia din relaţia (6).

În cele ce urmează se urmăreşte stabilirea consumului specific efectiv de combustibil în altitudine, pe baza măsurărilor efectuate în condiţiile de banc la sol.

La turaţie constantă se poate presupune (dacă se neglijează volumul variabil al gazelor de ardere rămase din ciclul precedent) că valoarea consumului orar de combustibil variază cu greutatea specifică a amestecului proaspăt (presupunînd că dozajul este constant). Ca atare, se neglijează variaţia în înălţime a coeficientului de umplere, însă această variaţie este suficient de mică [3], pentru o primă aproximaţie. Cu notaţiile utilizate se poate deci scrie :

$$\frac{C_{h'}}{C_h} = \frac{\gamma_{h'}}{\gamma_h}$$

şi, ţinînd seamă de condiţiile experimentărilor ($p_h = p_{h'}$; $T_{h'} = T_0$), se deduce :

$$C_h = C_{h'}\,\frac{T_0}{T_h}. \qquad (13)$$

Consumul specific efectiv de combustibil în altitudine va fi respectiv :

$$c_{eh} = \frac{C_h}{P_{eh}} \text{ şi } c_{eh'} = \frac{C_{h'}}{P_{eh'}}$$

(unde indicii h şi h' au fost definiţi anterior). Folosind relaţiile (12) şi (13), rezultă :

$$c_{eh} = \frac{C_{h'}\dfrac{T_0}{T_h}}{P_{eh'}\,N} = c_{eh'}\,\frac{T_0}{T_h\,N}, \qquad (14)$$

unde :

$$N = \frac{\frac{1}{A}\sqrt{\frac{288}{T_h}} - \frac{1}{\frac{P_{eh'}}{P_{e0}}\frac{1}{\left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1\right)} + 1}}{1 - \frac{1}{\frac{P_{eh'}}{P_{e0}}\frac{1}{\left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1\right)} + 1}}.$$

Se observă că relaţiile (12) şi (14) conţin temperatura în înălţime $T_{h'}$, care, spre exemplu, pentru atmosfera standard, are expresia :

$$T_h = T_0 - 0{,}0065 \cdot h.$$

Se apreciază în continuare mărimea corecţiei ce trebuie efectuată. Puterea măsurată în condiţiile de banc la sol este mai mică decît puterea reală în altitudine ; factorul de corecţie poate atinge 20% pentru înălţimea $h = 3500$ m, aşa cum se constată în figura 3 (motor cu raport de compresiune $\varepsilon = 6{,}7$, randament mecanic $\eta_{m0} = 0{,}8$, atmosfera standard).

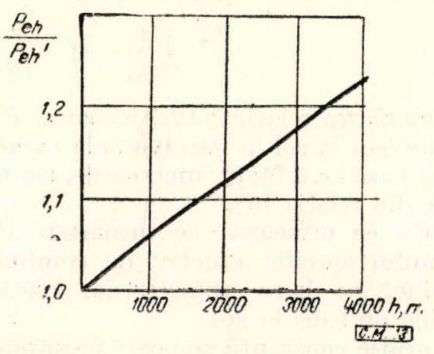


Fig. 3

Consumul specific real în altitudine este mai mic decît cel măsurat în condiţiile de banc, factorul de corecţie avînd însă valori mai reduse, spre exemplu circa 10% la $h = 3500$ m (fig. 4 ; $\varepsilon = 6{,}7$, $\eta_{m0} = 0{,}8$, atmosfera standard).

2. *Verificarea experimentală a preciziei relaţiilor stabilite*

Pentru stabilirea preciziei relaţiilor obţinute prin metoda propusă s-a procedat la o verificare experimentală. În acest scop s-a echipat un banc pentru motorul SR—211 cu instalaţii capabile de a varia presiunea la admisiune şi la evacuare.

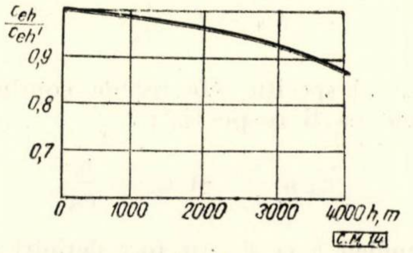


Fig. 4

Bancul de probe (fig. 5) cuprinde suflanta a (care are rolul de a crea uşoare suprapresiuni), clapeta b de laminare a aerului admis în motor, rezervorul c cu membrană elastică pentru egalizarea presiunii, motorul d cu opt cilindri în V, diafragma e de strangulare a evacuării (pentru a crea contrapresiunea la evacuare), ejectorul f şi compresorul ejectorului h, două micromanometre g_1 şi g_2 pentru măsurarea depresiunii la admisiune şi a contrapresiunii la evacuare.

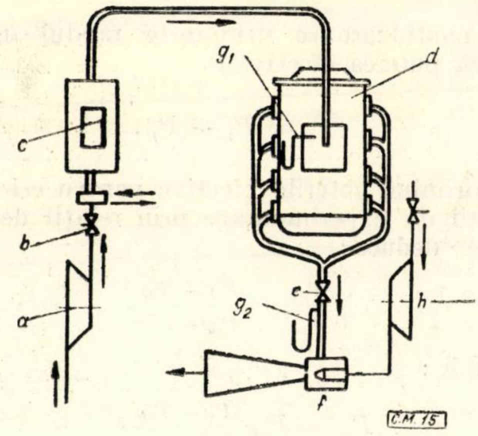


Fig. 5

În figura 6 se prezintă o vedere a bancului de probe, iar în figura 7 — o vedere a montajului ejectorului.

Ejectorul serveşte la antrenarea gazelor de ardere la o presiune mai scăzută decît cea atmosferică şi a fost special construit pentru acest scop. Mediul activ în ejector este aerul de presiune relativ ridicată livrat de un compresor Roots de debit mare. Cu toate măsurile luate, ejectorul nu a putut să realizeze presiuni suficient de scăzute pentru a crea condiţii similare altitudinii într-o gamă mai largă ; ca urmare, neputîndu-se simula condiţiile de mare altitudine, nu s-a simţit nevoia unei corecţii a dozajului livrat de carburator. Încercările s-au efectuat pentru altitudini pînă la 2000 m ; eroa-

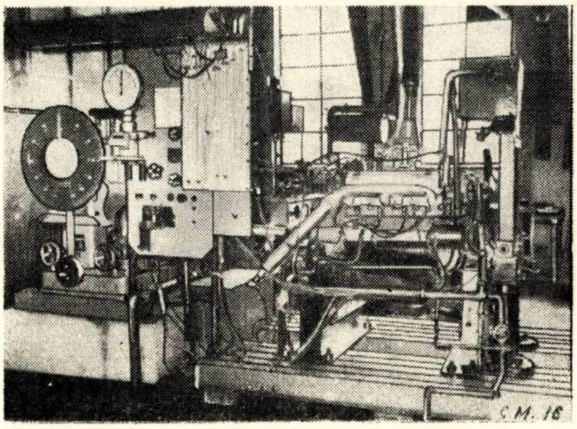


Fig. 6

rea valorilor corectate cu formula (13) față de cele măsurate experimental nu depășește ±1%, așa cum rezultă din figura 8, în care se prezintă rezultate obținute prin menținerea constantă a presiunii la admisiune p_0 și mărirea presiunii la evacuare p_r, astfel ca raportul p_r/p_0 să corespundă raportului p_0/p_h în cazul încercărilor de altitudine. În diagramă, curba *a* arată valorile măsurate la diferite contrapresiuni Δp_e, curba *b* – variația exactă a puterii și curba *c* – variația puterii obținute prin aplicarea formulei de corectare (12). Se observă o bună concordanță între datele experimentale și cele corectate.

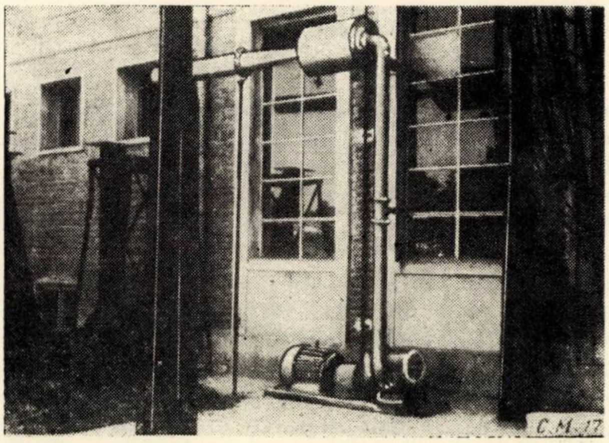


Fig. 7

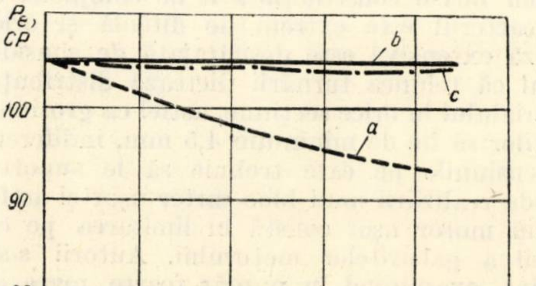


Fig. 8

De altfel, o comparație a rezultatelor măsurărilor la banc în condiții de contrapresiune (fig. 9, curba *a*) cu puterile corectate cu relația (12) (fig. 9, curba *b*) și cu puterile în altitudine obținute introducînd date măsurate la sol în formula uzuală:

$$P_{eh} = P_{e0}\left(1{,}11\frac{p_h}{p_e}\sqrt{\frac{T_0}{T_h}} - 0{,}11\right)$$

(fig. 9, curba *c*) arată o concordanță foarte bună a valorilor respective.

Ținînd seamă că instalațiile utilizate la încercările de înălțime sînt cele folosite curent la bancurile de probă și că se poate lua în considerare influența temperaturii, utilizarea metodei și a formulelor de corectare elaborate este recomandabilă.

Desigur că la precizarea acestor formule s-a adoptat o serie de simplificări, care vor antrena – în special la înălțimi mai mari – unele erori ale rezultatelor obținute. În orice caz, încercările conduc la valori diferite de cele ce se pot prevedea, funcție de aplicarea cercetării dozajului și a avansului, astfel încît valorile corectate determinate pot fi considerate ca exprimînd rezultate de medie în cadrul acestor cercetări.

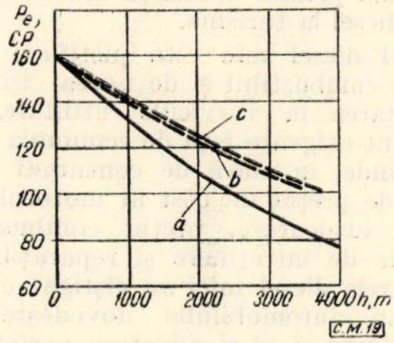


Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vasilescu, C. A.* și *Pimsner, V.* Influența dozajelor sărace asupra caracteristicii de putere a motoarelor cu aprindere prin scînteie și combustibil lichid, transformate să funcționeze cu gaze naturale. In : Studii și cercetări de energetică, tom. VI, nr. 3, 1956, p. 243–263.

[2] *Maslennikov, M. M.* și *Rapiport, M. S.* Aviaționie porsnevîe dvigateli. Gosudarstvennoe izdatelstvo oboronam promîșlennostî, Moscova, 1951.

[3] *Vasilescu, C. A., Ștefan, I.* și *Stoica, N.* Influența condițiilor exterioare asupra consumului de combustibil la motorul SR-211 (variația altitudinii de exploatare). In : Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, tom. 16, nr. 1, 1966, p. 149–163.

CZ 621.436 : 621.431.73

Problemele care limitează încă dezvoltarea motorului diesel mic pentru automobil

J. H. PITCHFORD*, B. W. MILLINGTON şi M. H. HOWARTH
de la Ricardo & Co. Shoreham – by – Sea, Anglia

Ultimii zece ani au cunoscut o creştere rapidă a utilizării motorului diesel rapid, cu cilindreea totală sub 3 l, la furgonete, taxiuri, camioane uşoare şi unele autoturisme. Unul sau mai multe motoare de acest tip sînt executate şi adaptate de marea majoritate a fabricanţilor de automobile din Europa şi producţia europeană zilnică este probabil de ordinul a 100 000 CP. Scopul acestei lucrări este de a trece în revistă poziţia actuală a motorului diesel mic şi de a indica progresul făcut şi defectele care trebuie depăşite pentru a menţine progresul şi în special pentru utilizarea mai largă a motoarelor diesel la turisme.

Motorul diesel mic este justificat de economia de combustibil şi de aceea îşi găseşte întrebuinţarea în serviciile utilitare. Aceste servicii sînt exigente faţă de economia generală care depinde, în afară de consumul de combustibil, de preţul de cost al motorului, siguranţa în exploatare, preţul combustibilului, cheltuielile de întreţinere şi reparaţii. Faptul că motoarele diesel mici au cîştigat o parte a domeniului automobilului dovedeşte că ele pot să asigure şi să-şi adapteze performanţele în mod economic condiţiilor de astăzi, însă cerinţele sînt în continuă creştere şi în viitor vor fi necesare motoare cu greutate specifică mai joasă, funcţionare mai liniştită, avînd o construcţie mai simplă şi un preţ de cost mai scăzut. În paragrafele care urmează se tratează aspectele proiectării şi dezvoltării motorului diesel mic, considerate de autori drept cele mai importante în prezent.

Greutatea. Este improbabil că greutatea unui motor diesel mic nesupraalimentat de automobil să fie mai mică de 2,5 kg/CP şi pentru a se atinge această cifră va fi necesară o proiectare foarte atentă. Ar fi fost de aşteptat ca de recentul val de interes pentru motoarele de aluminiu să profite motorul diesel, care are cel mai mult de cîştigat prin utilizarea materialelor uşoare; aceasta nu s-a întîmplat în realitate, din cauza preţului ridicat al acestui fel de construcţie. Chiar la scara producţiei de motoare de automobile din S.U.A., bloc-carterul din aluminiu nu s-a dovedit comparabil, ca preţ de cost, cu cel din fontă, şi, pentru motoarele diesel care se fabrică în proporţii cu mult mai scăzute, diferenţa de cost este chiar mai mare. Datorită unui număr de cauze discutate mai departe în lucrare, costul motorului diesel mic este mai mare decît al motorului cu benzină echivalent şi nu se poate accepta nici o creştere suplimentară. Piesele structurale principale ale motorului diesel sînt în general din fontă şi ar trebui ca eforturile să se îndrepte spre minimalizarea greutăţii oricăror piese turnate.

Cheia formulei constructive a motorului este bloc-carterul, a cărui funcţiune principală este susţinerea arborelui cotit, care este supus la încărcări ce derivă din presiuni maxime de ardere de ordinul a 90 kgf/cm². Analiza tensiunilor într-o construcţie atît de complexă ca bloc-carterul este extrem de dificilă şi orice analiză extensivă este descurajată de considerentul că tehnica turnării dictează distribuţia materialului în orice secţiune, astfel ca grosimea pereţilor să fie de minimum 4,5 mm, indiferent de tensiunile pe care trebuie să le suporte. Metoda realizării unui bloc-carter uşor şi astfel a unui motor uşor constă în limitarea pe cît posibil a gabaritelor motorului. Autorii s-au convins, examinînd în număr foarte mare de modele de motoare, asupra virtuţilor configuraţiei cu patru cilindri în linie pentru compactitatea motorului şi pentru comoditatea fabricaţiei. Pentru motorul diesel utilitar cu cilindreea totală de circa 2 l, aceasta ar fi, aproape invariabil, alegerea. Înălţimea blocului cilindrilor poate fi redusă printr-o cursă scurtă, un piston scurt şi o bielă scurtă; metalul formînd mantaua de sub linia arborelui din carter este mai greu decît oţelul matriţat al unei băi de ulei, şi deci carterele adînci ar trebui să fie evitate. Totuşi, o oarecare extindere a carterului simplifică amenajarea suprafeţelor de etanşare ale băii de ulei şi poate contribui întrucîtva la rigidizare. Lungimea poate fi limitată prin menţinerea la minimum a distanţei dintre axele cilindrilor şi este demn de menţionat că prevederea unui palier după fiecare cilindru conduce la un carter de lungime minimă. Lăţimea carterului este determinată de traiectoria bielei, care nu poate fi influenţată în nici un fel.

---

* Domnul John H. Pitchford este preşedintele Întreprinderii Ricardo Engineers specializată pentru cercetare şi dezvoltare, în special, în domeniul maşinilor termice, precum şi în asistenţă tehnică pentru industrie. El este inginer mecanic al Universităţii din Cambridge.

Domnul John H. Pitchford este autorul a numeroase lucrări, principala sa activitate desfăşurîndu-se în domeniul motoarelor diesel rapide.

Deosebitele sale merite şi realizări în domeniul ingineriei mecanice au fost recunoscute, printre altele, prin alegerea sa în 1952 ca preşedinte la F.I.S.I.T.A. – Federaţia internaţională a societăţilor de ingineri din tehnica automobilului, şi în 1962 ca preşedinte al Instituţiei inginerilor mecanici din Marea Britanie.

În afara acestei abordări obişnuite a proiectării bloc-carterului, trebuie spus că aici este locul unei analize mai complete a distribuţiei tensiunilor prin măsurări tensometrice, deşi această operaţie este dificilă şi nu este întotdeauna răsplătită. De asemenea, există posibilitatea micşorării grosimii minime pentru turnare şi, în legătură cu aceasta, este deosebit de interesantă realizarea în turnătoriile japoneze a grosimii de turnare de 3 mm, raportată de Dawson şi Vulliamy [1]. Dacă turnătoriile japoneze pot să menţină în fabricaţie de serie o grosime minimă de turnare de 3 mm cu toleranţe strînse, ele se găsesc mult în avans faţă de cele europene.

Mecanismul motor, constînd în arborele cotit şi biele, va fi proiectat cu greutatea minimă. Deşi distribuţia tensiunilor este tot complexă, există un material vast de cercetare experimentală şi analiză a acestor organe şi este relativ uşor ca aceste organe să fie proiectate cu un surplus foarte redus de material. Pentru arborele cotit s-ar putea crede că turnarea din fontă, care ar permite executarea fusurilor palier şi maneton cu goluri, ar conduce la micşorarea greutăţii în raport cu forjarea din oţel, însă mărimea cîştigului decepţionează, iar utilizarea fontei pentru piesele puternic solicitate implică întotdeauna un risc datorită inconsistenţei producţiei. Pentru un motor cu patru cilindri, la care arborele cotit este plat şi forjarea nu prezintă probleme, oţelul este preferabil. Oţelul constituie de asemenea singura alegere posibilă pentru biele.

Cealaltă piesă principală — care trebuie luată în considerare — este chiulasa. Dacă trebuie micşorată greutatea, aceasta poate fi executată foarte bine din aliaj de aluminiu, pentru că preţul de fabricaţie al unei chiulase din aluminiu este numai cu puţin mai mare decît al aceleia din fontă, iar proprietăţile aluminiului în afară de densitate, oferă două avantaje. În primul rînd, temperatura scăzută şi fluiditatea aluminiului topit permit realizarea precisă a trecerilor complicate din interiorul chiulasei şi în al doilea rînd, conductivitatea termică ridicată a aluminiului minimalizează tensiunile termice ale chiulasei în funcţionare. În comparaţie cu fonta, utilizarea aluminiului pentru chiulase oferă multe avantaje şi deşi trebuie folosite şuruburi mari pentru fixarea chiulasei la blocul cilindrilor, nu există dezavantaje reale.

Dintre celelalte piese care compun ansamblul unui motor şi care stau sub controlul proiectantului, numai volantul şi setul de pistoane contribuie la greutatea totală cu mai mult de 1%. Diametrul volantului va fi stabilit de cerinţele ambreiajului şi motorului de pornire, iar lăţimea volantului, şi deci greutatea sa, va fi controlată de momentul de inerţie polar minim necesar pentru a se obţine o comportare acceptabilă la turaţii joase şi mers în gol. Proiectarea pistonului este influenţată în primul rînd de necesitatea asigurării unor trasee adecvate de evacuare a căldurii de la cap la regiunea portsegmenţi şi manta şi, în acest scop, materialul, din fericire aluminiul, trebuie utilizat cu abundenţă. Bolţurile uzuale astăzi, cu diametre care sînt adesea 35% din diametrul pistonului, par cam mari, însă experienţa acumulată arată că nu se poate obţine aici o micşorare a greutăţii, la nivelul actual al presiunilor din cilindru.

Tabela 1

Organele maşinii	Material	Greutate, kg.	% din total
Bloc-carterul	fontă	58,7	34,6
Arborele cotit	oţel	17,3	10
Auxiliarele electrice (fără baterie)	—	17,3	10
Volantul	fontă	14,3	8,4
Chiulasa	aluminiu	11,8	6,9
Echipamentul de injecţie	—	7,5	4,4
Bielele — set de 4	oţel	4,5	2,6
Pistoanele asamblate — set de 4	aluminiu, oţel, fontă	3,6	2,1
Celélalte piese (fiecare mai puţin decît 1% din total)	—	35,0	21
Total		170	100

În tabela 1 sînt înscrise, în ordinea importanţei, greutăţile pieselor componente ale unui motor diesel cu performanţe ridicate, avînd o cilindree totală de 2 l.

Greutatea litrică a motorului ajunge astfel la 85 kg/l.

Concluzia care rezultă din această tabelă este rolul preponderent jucat de bloc-carter şi deci necesitatea proiectării cu toată atenţia în această direcţie.

Nu există o cale ideală de reducere a greutăţii motoarelor care utilizează sisteme de ardere atît de dezvoltate, dar ceva poate fi făcut prin ingeniozitatea proiectantului în legătură cu bloc-carterul şi printr-o grijă meticuloasă la proiectarea de detaliu a pieselor secundare. În viitor, cea mai bună posibilitate de reducere a greutăţii specifice a motorului ar fi dezvoltarea unui sistem de ardere funcţionînd cu presiuni mai joase. Pînă în prezent, preocupările s-au orientat în direcţia contrară.

Performanţele. Cu toată dezvoltarea atentă şi continuă a motorului mic diesel rapid, puterea efectivă rămîne inferioară aceleia a motorului cu benzină echivalent, fie că se exprimă prin presiunea medie efectivă, puterea litrică sau puterea pe unitatea de greutate. Turaţia maximă limitată a motorului diesel este de asemenea mai joasă. Ca urmare a acestor deficienţe, atunci cînd cele două motoare sînt adaptate la vehicule similare, vehiculul diesel are performanţe de cale mai joase şi este mai puţin elastic, ca rezultat al limitărilor vitezei în treptele intermediare. Dacă este posibil poate fi desigur preferabil să se folosească un motor diesel de cilindree mai mare decît a motorului cu benzină. Figura 1 arată caracteristici tipice de putere ale unor motoare, aproximativ comparabile, diesel şi cu benzină, avînd cilindreea totală de doi litri.

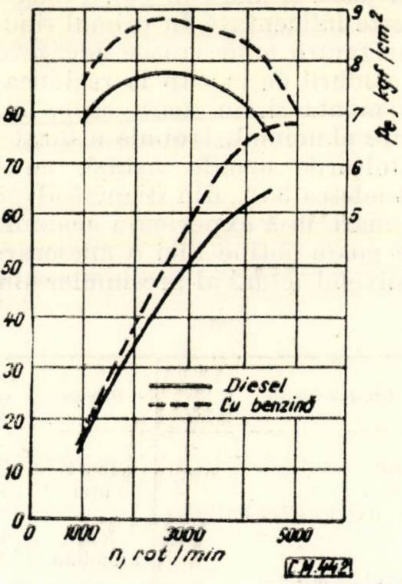


Fig. 1

Este necesar să se examineze cauzele acestor diferenţe de putere, înainte de a se încerca înlăturarea lor. În primul rînd, în orice motor cantitatea de căldură eliberată prin ardere în cilindri, de care depinde puterea efectivă, este legată direct de cantitatea de aer consumată efectiv în cilindri. Motorul cu benzină utilizează cu dificultăţi minime întreaga încărcătură în aer aspirată în cilindru, în schimb pentru motorul diesel este esenţială proiectarea cea mai meticuloasă a camerei de ardere, pentru ca să se folosească o proporţie convenabil de mare din aerul disponibil, fără să se producă fum obiecţionabil la evacuare. Spre exemplu, motoarele diesel mari funcţionează utilizînd circa 50% din aerul disponibil, motoarele de camion 60—70%, iar dezvoltarea intensivă a motoarelor cu cameră de vîrtej a ridicat utilizarea aerului pînă la 95% cu o evacuare curată, deşi 85—90% trebuie să fie valori mai tipice. Acestea sînt ilustrate în figura 2.

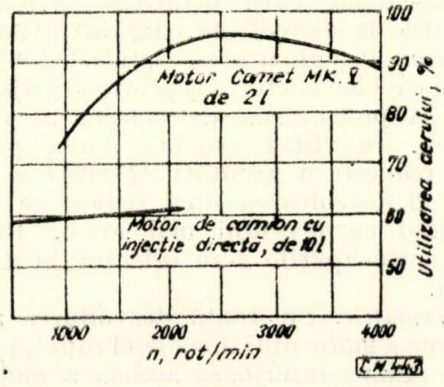


Fig. 2

Deşi căldura degajată într-un motor diesel va fi mai redusă, pe seama acestor cifre mai scăzute de utilizare a aerului, totuşi va exista o oarecare compensaţie din cauza eficienţei mai mari a transformării căldurii în lucru mecanic. Produsul dintre cifra de utilizare a aerului şi randamentul ciclului teoretic cu aer va exprima o măsură a puterii indicate potenţiale a motorului.

Din tabela 2 rezultă că puterea disponibilă potenţial a motorului cu benzină — deşi mai mare decît a motorului diesel de camion — este totuşi mai mică decît a motorului diesel rapid. Totuşi aceste date dau numai o indicaţie asupra puterii disponibile potenţial; puterea indicată reală va fi micşorată de pierderile termice ale gazelor de ardere la pereţii cilindrului şi chiulasei, iar puterea efectivă este micşorată în continuare de frecarea mecanică. Sursa acestor pierderi termice şi mecanice a fost şi continuă să fie cercetată în detaliu.

Tabela 2

Motor	Raport de comprimare	Utilizarea aerului	Randamentul ciclului cu aer	Produsul utilizarea aerului x randament
Cu benzină	9	100	58,5	58,5
Diesel de camion	16	70	67,0	47
Diesel mic	20	90	69,8	63

Viteza transferului de căldură de la gazele de ardere la pereţii cilindrului este o funcţie de temperatura, presiunea şi viteza gazelor şi de aria suprafeţei expuse a camerei de ardere. Primul şi ultimul dintre aceşti patru factori sînt aproximativ similari pentru motoarele cu benzină şi diesel; în schimb, presiunea din cilindru şi mai ales viteza gazelor sînt mai înalte la motorul diesel, ultima din cauza necesităţii, dovedită de experienţă, a unei mişcări intense a aerului pentru a obţine valorile înalte, menţionate, de utilizare a aerului. Sub influenţa acestor factori, viteza de transfer de căldură de la gazele de ardere la peretele cilindrului conduce la pierderi totale de căldură în sistemul de răcire, mai mari la motorul diesel (fig. 3). Aceste rezultate se aplică condiţiilor de plină sarcină; la sarcini reduse s-a stabilit că temperatura medie a gazului, mai joasă în cazul motorului diesel, pe măsură ce coeficientul excesului de aer creşte, depăşeşte celelalte influenţe; pierderile de căldură ajung inferioare celor de la motorul cu benzină, la care coeficientul excesului de aer şi deci temperaturile de ardere rămîn esenţialmente constante la toate sarcinile. În afara efectului negativ al acestor pierderi de căldură, asupra puterii şi economicităţii există şi alte dezavantaje, asociate cu vitezele înalte ale fluxului de căldură, temperatura înaltă de funcţionare şi tensiunile termice intense, care vor fi discutate mai tîrziu.

Pierderile prin frecări au, de asemenea, tendinţa să fie ridicate din cauza palierelor mai mari şi a pieselor în mişcare mai grele, care sînt necesare pentru a suporta forţele de presiune din motorul diesel.

Metoda tradiţională de cercetare a pierderilor mecanice constă în încercări cu antrenare sau echivalentul lor, de forma probelor Willans sau Morse. Din păcate, la aceste probe nu se măsoară frecarea la valoarea întreagă a presiunilor asupra structurii motorului, la funcţionarea normală ; de asemenea nu se separă pierderile termice de cele prin frecare, deoarece apar oarecare pierderi termice în ciclul comprimare — destindere, chiar cînd motorul este antrenat. Observaţia directă a diagramelor indicate ar constitui o cale de separare a acestor efecte ; acest mod de abordare a problemei este încurajat, spre exemplu, de lucrările lui Gish şi alţii [2], pe motoare cu benzină, în care s-a aplicat atent tehnica electronică modernă pentru a obţine diagrame indicate de mare acurateţe. Metoda este examinată în prezent de autori la ciclul cu aprindere prin scînteie, dar aplicarea cea mai dificilă va urma la ciclul diesel, pentru realizarea unei acurateţe satisfăcătoare.

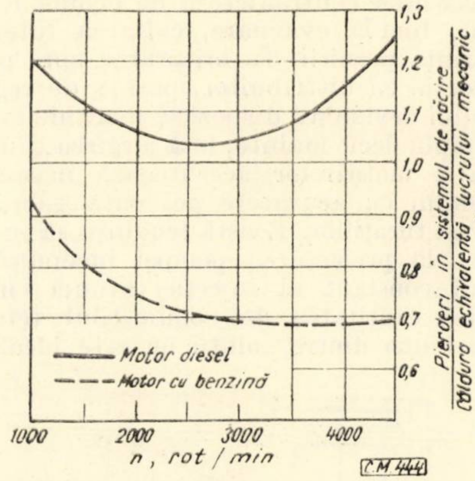


Fig. 3

Totodată au fost făcute încercări extensive cu antrenare a motoarelor, care sînt prezentate în esenţă în figurile 4 şi 5. Figura 4 arată valorile pierderilor la antrenare sub forma unei diagrame a rezistenţelor de frînare, pierderile fiind măsurate cu motoare cu diferite grade de demontare, iar figura 5 compară motoarele diesel şi cu benzină, cu o analiză a diferenţelor dintre ele. S-au făcut măsurări pe motoare diesel la o serie de rapoarte de comprimare, din care rezultă că pierderile prin frecări, exprimate sub forma de presiune medie, cresc cu circa 0,07 kgf/cm² la o unitate de raport de comprimare. Au fost făcute, de asemenea, încercări cu camere, atît fără mişcarea aerului, cît şi cu vîrtej intens, pe baza cărora s-au evaluat pierderile datorită acestui factor. Pierderile prin pompaj în figura 4 au rezultat din diagrame indicate obţinute cu arc moale.

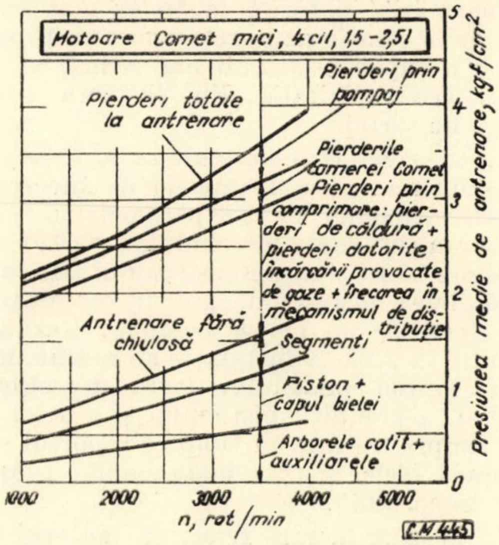


Fig. 4

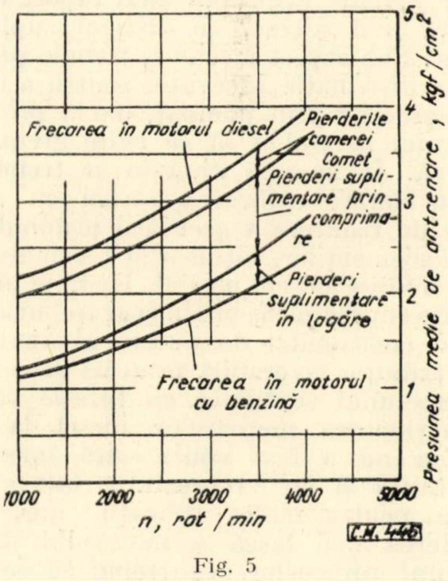


Fig. 5

Este interesant de observat pe aceste figuri că pierderile pure prin frecare, exprimate prin moment, cresc proporţional cu turaţia, pierderile prin pompaj, cu pătratul turaţiei, iar pierderile asociate transferului de căldură nu sînt afectate de turaţie, ceea ce concordă cu teoria elementară.

Se va observa, de asemenea, că cea mai mare parte a diferenței dintre pierderile la antrenare a motoarelor diesel și cu benzină este asociată raportului de comprimare mai mare utilizat; frecare mărită datorită lagărelor mai mari și maselor în rotație mai grele urmează în ordine, dar cu o importanță mult mai redusă și, după aceea, cea rezultată din prezența camerei Comet de vîrtej.

Aceste cercetări pe motoare au fost susținute, de asemenea, pe o instalație de încercare a frecării pistonului, la care parametrii de proiectare, cum sînt cursa pistonului, raportul dintre lungimea bielei și raza manetonului și greutatea și lungimea pistonului, pot fi cercetați mai ușor decît pe un motor complet. Rezultatele obținute la această instalație au arătat importanța vitezei pistonului (spre deosebire de turație), a greutății pistonului și a ariei mantalei asupra frecării, în timp ce raportul dintre lungimea bielei și raza manetonului a fost de mică importanță.

Din această lucrare reiese că motorul diesel mic rapid este penalizat foarte mult sub forma pierderilor, care contribuie la micșorarea puterii specifice a motorului și fac economia de combustibil a motorului mai redusă decît ar fi putut să fie. După părerea noastră, unicul pas mare înainte ar fi dezvoltarea unui sistem de ardere care să ardă combustibilul cu eficiența actuală, dar cu utilizarea unei mișcări relativ reduse a aerului, ceea ce nu ar micșora numai direct pierderile termice, dar ar permite utilizarea unui raport de comprimare mai scăzut, cu cîștigul suplimentar aferent. Sub aspect mecanic, trebuie prevăzute faze de distribuție adecvate, pentru a minimaliza pierderile prin pompaj, dar la proiectarea pistonului ar trebui să se evite greutatea sa excesivă. În această direcție ar trebui luată în considerare utilizarea răcirii cu ulei, ca mijloc de reducere a greutății pistonului. Numărul segmenților, lățimea și tensiunea lor ar trebui reduse pe cît posibil, lagărele ar trebui să nu fie supradimensionate și ar trebui acordată atenție consumului de putere al auxiliarelor. O contribuție favorabilă în acest sens ar avea folosirea unui ventilator cu turație variabilă.

Funcționarea motoarelor diesel la turații extreme nu a fost considerată întotdeauna importantă și nu reprezintă într-adevăr o cerință pentru multe aplicații, dar, pentru extinderea mai largă a motorului diesel în domeniul turismelor, va trebui să se urmărească îndeaproape gama turațiilor motorului cu benzină pe care îl înlocuiește. Cele două motoare trebuie să fie, în interesul prețului de cost, direct interschimbabile la vehicule, avînd un sistem de transmisie comun, astfel că orice restricție în gama de turații a motorului diesel se va resimți ca o lipsă de elasticitate a vitezelor, dacă nu ca o limitare a vitezei maxime a vehiculului. Creșterea severă, discutată, a frecărilor din motor poate descuraja în ce privește utilizarea motorului la turații continue înalte sub aspectul economicității, dar nu va limita de la sine capacitatea de a avea turații înalte. Mecanismul de distribuție poate prezenta dificultăți pentru că, în general, apropierea strînsă a pistonului de supape necesită o perioadă de acționare a supapelor mai scurtă decît la motorul cu aprindere prin scînteie, cu accelerații corespunzător mai mari. Aceste probleme au fost discutate de Beard și Hempson [3] și nu vor fi examinate aici.

Injecția și arderea combustibilului la turații foarte înalte ar putea fi considerate o limitare, dar în ansamblu această limitare nu s-a produs pînă la circa 5 000 rot/min. Avansul la injecție va trebui să fie controlat sever în mod continuu pentru a putea urma o cale de succes între cerințele contradictorii de economicitate, zgomot, fum la evacuare, evitarea rateurilor și ușurința pornirii. În orientarea spre pompe de injecție cu distribuitor, partea de reglaj a avansului devine un dispozitiv mecanic evident mai simplu decît înainte, însă lărgirea gamei de turații a motoarelor accentuează necesitatea controlului cu acuratețe pe toată gama sarcinilor și turațiilor. Există tendința să se folosească la proiectarea pompei începutul sau sfîrșitul constant al injecției atunci cînd se modifică cantitatea de combustibil refulată, dar nici una dintre soluții nu este ideală; în viitor, proiectanții pompei de injecție trebuie să asigure elasticitatea completă a avansului atît la schimbarea sarcinii, cît și a turației. Figurile 6 și 7 arată avansul la injecție și la

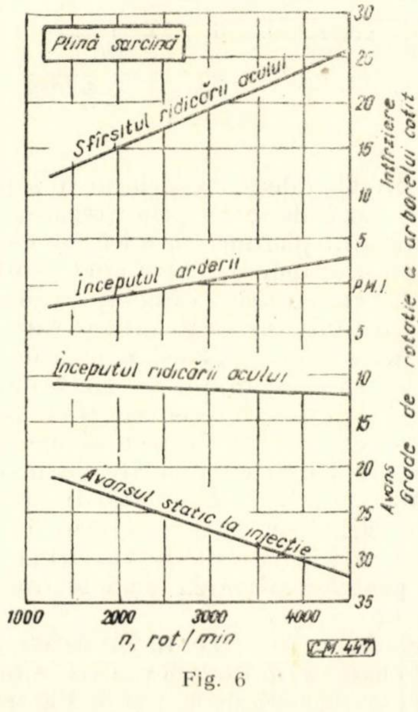


Fig. 6

ardere în funcţie de turaţie, la plină sarcină şi respectiv la mersul în gol, iar figura 8, întîrzierea la injecţie şi la aprindere. Se va vedea că întîrzierea la aprindere exprimată în timp absolut scade continuu cu mărirea turaţiei, dar nu într-o măsură suficientă pentru a evita creşterea întîrzierii în grade de rotaţie a arborelui. Totuşi, perioada întîrzierii la aprindere rămîne aproximativ o treime din perioada de injecţie pe toată gama turaţiilor şi s-ar părea astfel că aproximativ aceeaşi proporţie de combustibil este injectată în perioada întîrzierii la aprindere la toate turaţiile. Această proporţie este importantă pentru controlul gradului de creştere a presiunii şi zgomotului în cursul arderii.

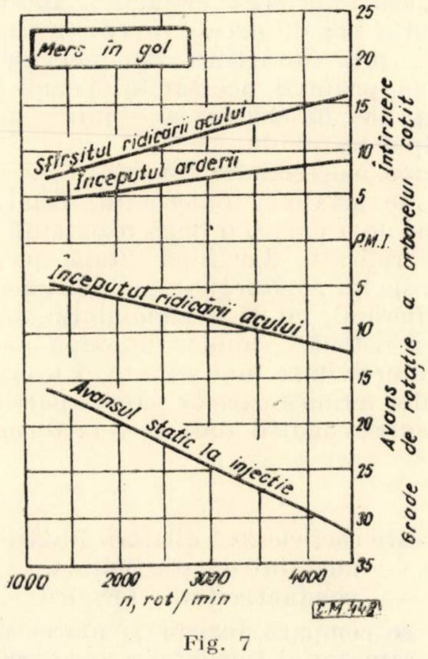


Fig. 7

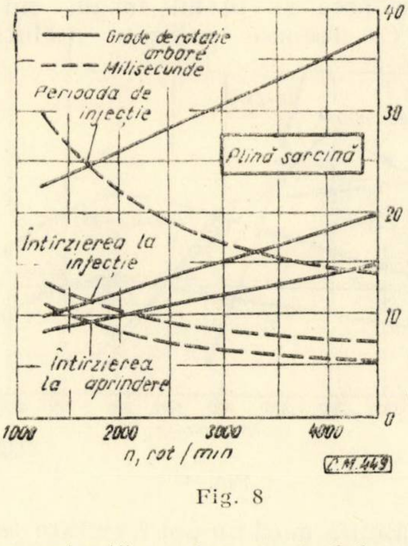


Fig. 8

Deşi arderea ca atare poate să nu fie în prezent o limitare, figura 9 poate fi considerată ca un avertisment. În această figură se arată toleranţa în reglajul avansului la injecţie, la plină sarcină şi la mers în gol; avansurile limită sînt stabilite de zgomotul excesiv de ardere, pe de o parte, şi de scăderea excesivă a performanţelor şi rateuri, pe de altă parte. Ceea ce este important de reţinut este reducerea toleranţelor la mărirea turaţiei şi vor fi necesare lucrări de dezvoltare pentru lărgirea toleranţelor la creşterea în continuare a turaţiei. Din păcate, anumiţi parametri care ar fi fost de aşteptat să realizeze aceasta — combustibili cu cifră cetanică înaltă, rapoarte de comprimare mai înalte, preîncălzirea încărcăturii de aer etc. — par să aibă la turaţii înalte un efect proporţional mai redus decît la turaţii joase.

O metodă de creştere a puterii motorului este turbosupraalimentarea. Această metodă este mai aplicabilă pentru motorul diesel decît pentru un motor cu benzină, pentru că ciclul diesel este mai puţin dependent de calitatea combustibilului. Cerinţele de cifră octanică ale motorului cu aprindere prin scînteie se măresc prin supraalimentare, dacă nu se micşorează substanţial raportul de comprimare, pe cînd la motorul cu aprindere prin comprimare nu apare un astfel de dezavantaj. Temperatura de evacuare a motorului diesel este, de altfel, la un nivel mai convenabil pentru grupul turbosuflantă. Este puţin probabil ca motoarele mici în discuţie să arate în viitorul apropiat rezultate tot atît de bune prin turbosupraalimentare, cum se observă la motoarele mai mari. Desenele actuale ale turbosuflantelor, la dimensiunile lor cele mai mici, sînt încă fundamental prea mari pentru aceste motoare, astfel încît turbosuflanta funcţionează cu eficienţă scăzută, în special la debitele mici asociate turaţiilor intermediare ale motorului. Ultimul factor, asociat cu gama largă de turaţii

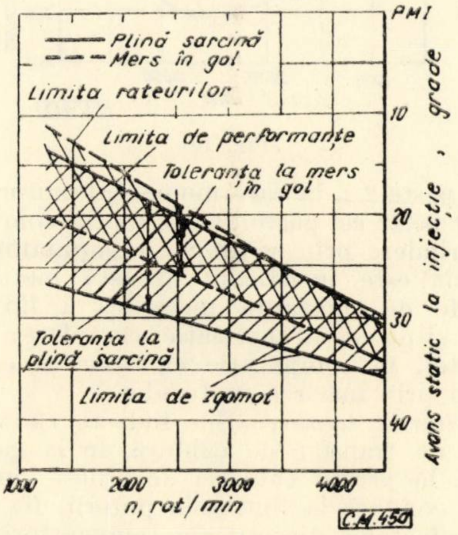


Fig. 9

ale motorului, accentuează dificultatea bine cunoscută de menţinere la motoarele turbosupraalimentate a unui moment motor ridicat la turaţiile intermediare şi joase. Chiar cînd sînt fabricate agregate mai mici, efectul scării asupra pierderilor suflantei şi turbinei va conduce la eficienţe reduse, în comparaţie cu agregatele mai mari, la regimul nominal.

Figura 10 prezintă unele rezultate ale turbosupraalimentării unui motor cu cilindreea cu puţin peste 2 l, la care momentul motor a fost ridicat peste cel posibil al un motor comparabil cu aprindere prin scînteie, nesupraalimentat.

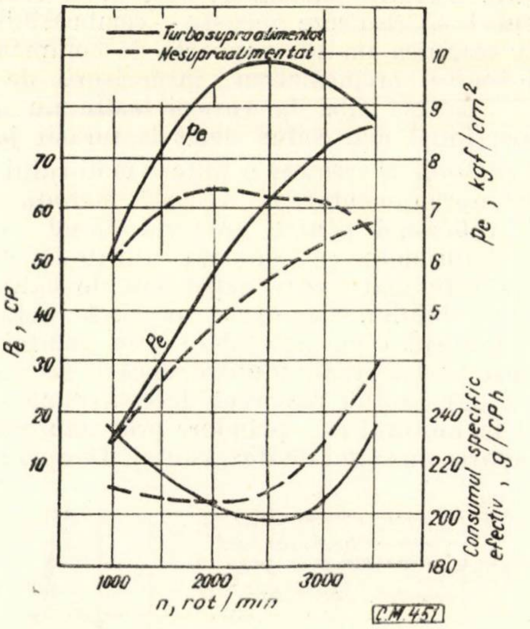


Fig. 10

Întrucît este justificată această metodă va depinde de siguranţa mecanică a întregului motor şi de costul instalaţiei complete a turbosuflantei, în comparaţie cu aceea a creşterii puterii prin mărirea motorului.

Limitările termice. S-a indicat că vitezele locale de transfer de căldură de la gazele de ardere la pereţii camerei de ardere sînt mari şi pot conduce la limitarea puterii, fie în virtutea efectelor directe ale temperaturii, fie a tensiunilor termice determinate de gradienţii de temperatură. Au fost făcute măsurări cuprinzătoare în laboratorul autorilor, dintre care unele au fost raportate de Alcock [4], iar altele vor fi raportate în viitor. Aceste studii au evidenţiat posibilitatea unor fluxuri termice locale de ordinul a 750 000 $kcal/hm^2$ în motoare fără o tarare excesivă, corespunzînd unui gradient de temperatură de 180°C/cm în fier sau 60°C/cm în aluminiu. La aceste viteze de transfer de căldură, temperatura peretelui camerei de ardere pe partea apei de răcire nu poate fi sub circa 130°C şi, în consecinţă, temperatura pe partea gazului a unui perete de 1 cm grosime ar fi de minimum 300°C pentru fier şi de aproape 200°C pentru aluminiu. Aceste cifre indică importanţa proiectării pieselor solicitate termic, cu o atenţie extremă. În principiu, fluidul de răcire ar trebui adus cît mai aproape posibil de faţa în contact cu gazul, prin subţierea metalului intermediar, asigurînd în caz de necesitate eforturi mecanice normale, prin întărituri sau nervuri. Acest tratament poate fi necesar în special la chiulasă, mai ales în centrul ei — între supape — şi la capul pistonului.

Alegerea materialelor corecte este, de asemenea, de maximă importanţă, fiind importantă, pe de o parte, o bună rezistenţă la temperaturi ridicate, dar fiind vitală, pe de altă parte, o înaltă conductivitate; din păcate, atît alierea fierului, cît şi a aluminiului, în scopul măririi rezistenţei, conduc aproape invariabil la o conductivitate mai scăzută. Un criteriu al tensiunilor termice care ar putea apărea în material pentru condiţii date de flux termic este:

$$\frac{\alpha E}{\gamma},$$

unde α este coeficientul dilatării liniare;
E — modulul de elasticitate;
γ — conductivitatea termică.

Dacă se compară rezistenţa materialului cu acest parametru al tensiunilor termice, atunci se obţine ceea ce s-ar putea numi „factorul tensiunii termice'' $= \dfrac{\text{tensiunea la limita de elasticitate}}{\text{inclinarea la apariţia tensiunilor termice } \left(\dfrac{\alpha E}{\gamma}\right)}$.

Figura 11 arată acest factor pentru un număr de materiale, la temperaturi diferite. Aliajele de aluminiu se comportă extrem de bine dacă temperatura poate fi menţinută sub circa 250°C, iar fonta şi oţelul moale nu depăşesc 400°C. Trebuie utilizate oţeluri rezistente la căldură dacă nu pot fi evitate temperaturile ridicate, însă rezistenţa lor la rupere prin tensiuni termice este handicapată de conductivitatea lor scăzută.

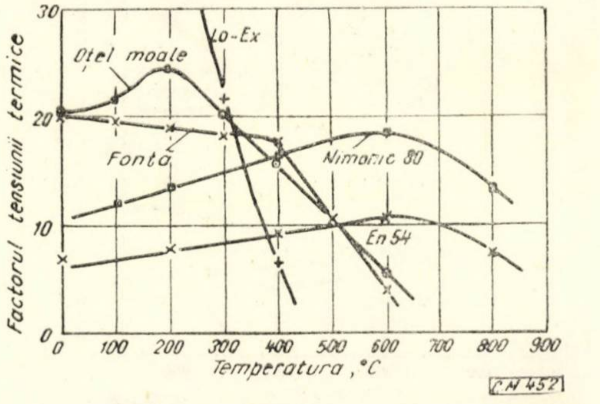


Fig. 11

Zgomotul. Una dintre cele mai puţin atrăgătoare caracteristici ale motorului diesel pentru beneficiarul turismului este zgomotul său caracteristic. Zgomotul total care se propagă de la un motor crește progresiv cu turația, nivelul zgomotului schimbîndu-se de la mersul în gol la turația nominală cu 30 dB, dar chiar așa nemulțumirile, privind zgomotul într-un turism, aproape întotdeauna apar la mersul în gol sau la turații joase. La viteze mari ale vehiculului, fondul de zgomot al curentului și al căii este suficient pentru a acoperi zgomotul motorului. Călătoria cu viteză ridicată este condiționată pentru pasageri de un nivel ridicat al zgomotului și în subconștient aceștia consideră că circumstanțele justifică zgomotul, dar cînd vehiculul staționează nu există o astfel de justificare ; în plus, pasagerii sînt obișnuiți cu un nivel redus de zgomot de la motorul cu benzină și, în consecință, detonația diesel caracteristică este observată și comentată.

Această stare de lucruri face dificil studiul zgomotului, pentru că este necesară o măsurare complet subiectivă a unui zgomot de tip impulsiv. Autorii nu cunosc nici un instrument care să poată fi folosit satisfăcător în aceste împrejurări, însă cu toate acestea sînt necesare măsurări pentru a stabili modificările motorului pe o perioadă de mai multe luni. Pot fi făcute înregistrări pe benzi și apoi audierea lor în fața unui juriu, însă este necesară o grijă deosebită la înregistrare și reproducere pentru a evita modificarea nivelului sunetelor.

Recent, autorii au făcut experiențe cu tehnica trecerii impulsurilor de la microfon printr-un filtru de bandă în care atît lățimea benzii, cît și frecvența sa, pot fi variate. Impulsul filtrat este desfășurat ca urma unei raze catodice, iar filtrul este reglat pentru a da separarea maximă între salturile de sunet care urmează fiecare perioadă de ardere. Se fotografiază circa 300 de cicluri de ardere cu un aparat cu filmare continuă pentru fiecare condiție cercetată la motor, care sînt apoi analizate statistic pentru amplitudinea maximă a fiecărui salt de zgomot constituind detonația diesel. Tehnica este utilizată pentru a studia efectul modurilor de injecție a combustibilului asupra zgomotului.

Acest mod de abordare dă nu numai vîrful mediu al amplitudinii, dar de asemenea informează asupra variației de la ciclu la ciclu a amplitudinii, care este adesea o caracteristică a detonației diesel și, ca exemplu, în figura 12 se arată salturile de zgomot înregistrate la șase cicluri succesive pe cilindrul nr. 1 al unui motor cu patru cilindri. Fiecare ciclu se extinde pe 180° de la p.m.i. la p.m.e. Comparînd saltul sunetului de la ciclurile individuale cu diagramele corespunzătoare de presiune a gazului, s-a stabilit că există un grad de corelare între zgomot și factori ca presiunea maximă a ciclului, viteza de creștere a presiunii și diferențiala a doua a diagramei de presiune, dar în toate cazurile intervin într-o măsură importantă și alte variabile. Natura acestora nu a fost rezolvată, dar se crede să fie în legătură cu pozițiile variabile de la ciclu la ciclu în cursul arderii ale diferitelor piese ale mecanismului motor față de jocurile lor de funcționare. În afara studiului ulterior al acestui aspect, principalul atac asupra zgomotului motorului constă în controlul vitezei de creștere a presiunii după inițierea arderii și în minimalizarea radiației zgomotului de la suprafețele exterioare ale motorului. Primul poate fi abordat în parte prin detaliile de proiectare a camerei de ardere și alegerea unui raport de comprimare adecvat, însă interesul actual al autorilor se referă la modificarea modului de injecție a combustibilului astfel ca să se injecteze minimum de combustibil în perioada întîrzierii la autoaprindere. Prin restrîngerea debitului de combustibil în perioada întîrzierii la aprindere, se obține o diagramă mai lină a presiunii din cilindru, așa cum se poate vedea în figura 13, *a* (injecție normală) și 13, *b* (injecție inițială limitată), în care se arată curba ridicării acului (curba *1*) și diagrama corespunzătoare a presiunii din cilindru (curba *2*), în condiții normale și după ce s-a aplicat restrîngerea debitului inițial de combustibil.

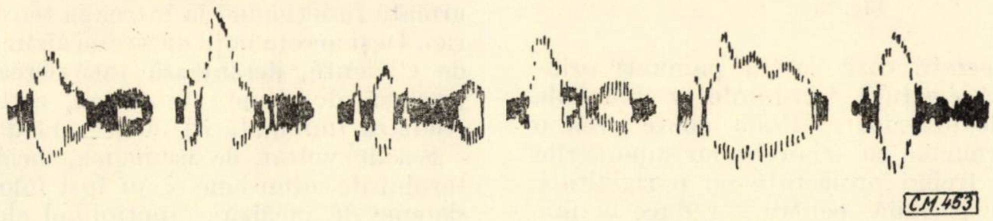


Fig. 12

Zgomotul rezultat din procesul de ardere este radiat de suprafețele externe ale motorului ca rezultat al intrării în vibrație a acestora prin schimbările bruște ale tensiunilor din structura motorului. Prin proiectarea adecvată a acestor suprafețe este posibil să se reducă radiația zgomotului. Priede a arătat ce se poate realiza în acest mod dezvoltîndu-l pînă la limită, dar costul său poate să-l facă impracticabil. Măsurările care nu cuprind întreaga suprafață a structurii motorului pot să aibă rezultate descurajante, cu toate acestea evitarea conștientă la proiectare a suprafețelor mari, plate, supuse vibrațiilor, împreună cu un studiu mai detaliat al anumitor piese, pot să conducă întrucîtva la reducerea zgomotului.

Arborele este una dintre piesele cele mai „în mişcare'' ale motorului şi orice piesă asociată strîns arborelui poate să vibreze şi să radieze zgomotul, spre exemplu fulia ventilatorului sau volantul, deşi în practica automobilului ultimul este închis într-o carcasă care-l face mai puţin important; pereţii care susţin palierele principale pot să conducă tensiunile şi vibraţiile la suprafeţele exterioare. Fulia poate avea o legătură de cauciuc cu arborele, iar suporturile palierelor ar trebui proiectate cu o rigiditate cît mai mare posibilă, pentru a reduce la minimum deplasările lor.

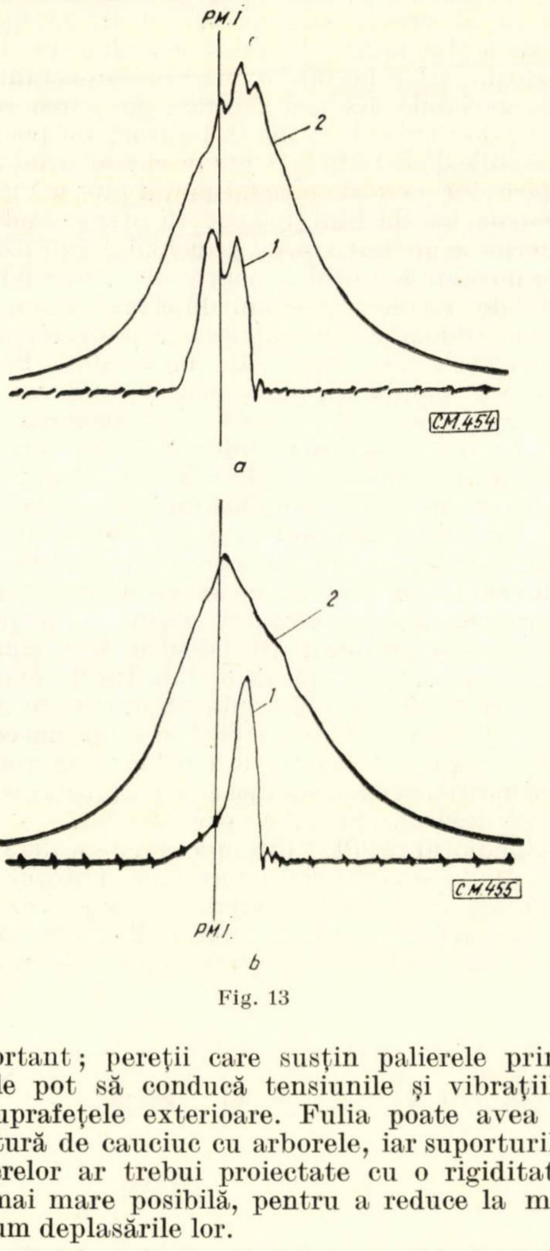


Fig. 13

Studiul instalării motorului pe vehicul poate duce la bune rezultate. Trebuie folosite procedeele normale de izolare fonică în corpul vehiculului şi de evitare atentă a căilor de transmitere a zgomotului, prin aer sau prin pereţi, din compartimentul motorului în cabină. Această tehnică poate progresa la unele aplicaţii prin construirea motorului într-un tunel acustic. În principiu, motorul este montat într-un tunel de material fără rezonanţă, în interiorul structurii principale a vehiculului. Dacă tunelul ar putea să fie suficient de lung, capetele deschise ar radia un zgomot slab, însă în practică se poate reduce emisiunea de la extremităţile unui canal scurt, cu ajutorul unor fante. Trebuie să fie menţinută, evident, grija pentru accesibilitatea motorului.

Pornirea. Momentul rezistent ridicat la învîrtire şi pierderile mari de căldură din camera de ardere concurează la dificultăţile pornirii motorului diesel şi trebuie avută grijă la proiectarea motorului şi auxiliarelor lui de pornire pentru ca pornirea să nu fie o sursă continuă de neplăceri. Aceasta se aplică în special pentru motorul mic cu o gamă largă de turaţii, deşi este întemeiat să se considere că printr-o proiectare adecvată pornirea poate să fie cel puţin la fel de sigură ca la motorul echivalent cu benzină.

Principala condiţie este turaţia înaltă de antrenare şi ar trebui realizat pentru pornirea la rece minimum 120 rot/min; cuplajul starterului trebuie să fie de tip pozitiv, ca să nu se decupleze la prima aprindere; pe măsura apropierii de temperatura limită de pornire, devine treptat mai important ca motorul de pornire să poată asista rotirea motorului, cîteva secunde după primele aprinderi.

Raportul de comprimare al majorităţii motoarelor este ales avînd în vedere în primul rînd pornirea, trebuind să se aleagă un raport suficient de înalt, corespunzător dimensiunilor motorului şi tipului camerei de ardere. Raportul de comprimare va fi cuprins între 17 pentru motorul mic cu injecţie directă — cu cilindreea de ordinul a 800 cm^3 — şi 23 pentru motorul cu camere separate, cu cilindreea de 250 cm^3.

Motoarele cele mai mici reclamă în mod sigur un mijloc de uşurare a pornirii. Mijlocul cel mai favorabil este bujia de preîncălzire plasată în camera de ardere şi, în ultimii ani, progresul a constat în înlocuirea bujiilor cu spirală deschisă, de joasă tensiune, prin bujii cu elemente armate funcţionînd la întreaga tensiune a bateriei. Deşi aceste bujii de preîncălzire sînt extrem de eficiente, deranjează întîrzierea la pornire produsă de durata încălzirii, astfel încît se studiază îmbunătăţiri în această direcţie.

S-a dezvoltat, de asemenea, încălzirea colectorului de admisiune şi au fost folosite diferite sisteme de încălzire funcţionînd electric sau cu combustibil. Acestea sînt în general mai puţin eficiente decît bujiile de preîncălzire în cilindru, dar pot fi mai ieftine şi mai uşor de instalat şi pot funcţiona cu o întîrziere mai mică.

Aspiraţia de eter sau de compuşi înrudiţi a fost folosită mulţi ani, iar dezvoltarea unei tehnici ieftine a aerosolilor a redat acestei metode dreptul de viaţă. Sticla de eter aerosol este considerată, în general, ca un mijloc de siguranţă, dar au fost construite unele instalaţii permanente acţionate din cabină.

Deşi un proces de pornire relativ complicat poate fi acceptabil pentru prima pornire într-o dimineaţă rece, trebuie avut în vedere ca pornirile ulterioare în cursul zilei să fie foarte uşoare, pentru ca efortul zilnic pentru pornire să nu devină un argument important împotriva motorului diesel în lupta pentru extinderea sa în domeniul camionului uşor şi al turismului. Pornirile ulterioare pot fi considerate satisfăcătoare dacă au loc aproape instantaneu. Motorul trebuie proiectat ca atare, astfel ca pentru pornire să nu se bazeze prea mult pe bujia de preîncălzire. În cazul camerei Ricardo Comet, binecunoscutul pulverizator Pintaux a fost dezvoltat în acest sens. Acest pulverizator injectează combustibil la turaţia de antrenare în direcţia cea mai eficace pentru pornire, iar la turaţiile de funcţionare se obţine o distribuţie modificată a combustibilului, optimă pentru performanţele motorului. Prin acest injector se realizează un cîştig de circa 15°C la temperatura minimă de pornire fără alte mijloace ajutătoare.

Combustibilul. Se spune adeseori că utilizarea mondială mai largă a motorului diesel mic de automobil va antrena în mod inevitabil dificultăţi ridicate de accentuarea consecventă a competiţiei mondiale deja ascuţite pentru combustibilii din distilatele mijlocii.

Fără îndoială astăzi sînt numeroase părţi ale lumii în care există o mare cerere de distilate medii şi — implicit — în care există un surplus de benzină. Această situaţie apare, evident, datorită faptului că cantităţile relative ale acestor doi combustibili trebuie să stea, inevitabil, în raportul aproape fix stabilit în prezent la rafinarea ţiţeiului.

Este complet greşit, după părerea autorilor, să se considere că metodologia rigidă a rafinării ar trebui să împiedice folosirea mai largă a celei mai eficiente surse de putere disponibile pentru tracţiune. A permite să prevaleze o astfel de politică este sigur împotriva considerentului celui mai general şi mai important, de a extrage energia maximă posibilă din resursele naturale de combustibil ale lumii.

Motorul diesel este în prezent mult mai adaptabil din punct de vedere al proprietăţilor combustibilului decît rivalul său, motorul cu aprindere prin scînteie, astfel încît oferă, o dată cu eficienţa maximă, gradul cel mai mare de insensibilitate la compoziţia combustibilului. Aceasta înseamnă, de exemplu, că — fără consecinţe importante — se poate include în combustibilul uzual pentru motorul diesel de automobil o proporţie de combustibil volatil după necesitate, pînă la 25 — 30%. Acest fapt înseamnă, pe de altă parte, că orice exces de benzină produs de o rafinărie de tipul actual, ca rezultat al cererii în creştere de distilate medii, poate fi uşor absorbit prin amestecarea cu combustibilul normal diesel, fără alte modificări ale motoarelor diesel existente decît cele necesare pentru asigurarea unei izolări convenabile a pompei de injecţie şi a circuitului de alimentare şi pentru încorporarea unei recirculări a combustibilului prin pompa de injecţie la o presiune de alimentare ceva mai mare decît este uzual. Este interesant de menţionat că în unele ţări, în care s-a dezvoltat deja un dezechilibru al produselor în urma acţiunii unor factori care sînt menţionaţi puţin mai departe, au fost luate astfel de măsuri pentru vehiculele din transportul public, ceea ce a permis eliminarea completă a dezechilibrului prin includerea a nu mai mult decît 10 — 15% benzină în motorina utilizată. Anumite reglementări privind depozitarea acestui combustibil amestecat sînt de revizuit, însă nu sînt mai multe restricţii — chiar mai puţine — decît pentru depozitarea benzinii.

Autorii consideră că ar fi interesant să se ia acum în considerare care sînt factorii ce au produs, în unele ţări, dezechilibrarea balanţei combustibililor, menţionată mai sus. Sînt factori variaţi şi de origini cu totul diferite. Pe de o parte, în ţările în care se tinde, în primele stadii ale dezvoltării industriale, să se dirijeze cea mai mare parte a resurselor pe canalele constructive, aceasta se va reflecta în adoptarea măsurilor de încurajare a construcţiei tuturor acelor tipuri de vehicule care utilizează astăzi motoare diesel şi descurajarea, prin taxe discriminatorii sau alte mijloace, a fabricaţiei de automobile pentru vînzare particulară şi scopuri de agrement.

La cealaltă extremitate, în acele ţări care au ierni moderate sau foarte friguroase, încălzirea spaţială a tuturor clădirilor noi şi a multora dintre cele vechi creşte în salturi, cu o creştere rapidă a cererii pentru distilate uşoare pentru instalaţiile de încălzire.

Deşi aceasta poate părea, la prima vedere, puţin mai îndepărtat de consideraţiile pe care le implică titlul lucrării, autorii nu se pot reţine de a arăta aici că se pare că există o necesitate perfect reală de lucrări de cercetare şi de dezvoltare care să facă posibilă utilizarea combustibililor reziduali în toate instalaţiile mari de încălzire, din blocuri de locuinţe, instituţii şi alte construcţii comerciale mari; în acest fel se poate reduce presiunea exercitată asupra distilatelor uşoare şi se poate îndepărta un obstacol din calea utilizării lor mai largi în transport, unde eficienţa motorului diesel şi contribuţia micşorată mult a gazelor de evacuare la poluarea atmosferei sînt de mare importanţă în perspectivă.

Preţul de cost. Trei cauze determină diferenţa actuală de preţ între motorul diesel şi cel cu benzină : greutatea şi complexitatea mai mare, toleranţele de fabricaţie mai strînse şi scara fabricaţiei mai restrînsă. Problema greutăţii, care reflectă costul materialului, a fost discutată. Pentru a ilustra efectul toleranţelor de fabricaţie se vor da două exemple : unul este seria operațiilor de prelucrare care controlează jocul dintre capul pistonului si chiulasă, iar celălalt este echipamentul de injecție. La orice motor diesel este important să se mențină la minimum cantitatea de aer cuprinsă deasupra pistonului, la punctul mort interior, și este rațional să se ia ca valoare nominală, pentru jocul dintre capul pistonului și chiulasă, 1% din cursă. Toleranțe raționale pentru fabricație pentru a se asigura, pe de o parte, că pistonul nu lovește chiulasa și, pe de altă parte, că volumul de aer nu este excesiv ar fi de minimum 0,8% și maximum 1,2 % din cursă. Pentru o cursă de 80 mm, toleranța totală este astfel de numai 0,32 mm și acest total redus este compus din toleranțele la blocul cilindrilor, arborele cotit, bielă, piston și garnitura chiulasei. Figura 14 arată înlănțuirea admisibilă a toleranțelor, în milimetri, pentru un motor diesel și arată, de asemenea, valorile tipice care se acceptă în mod normal la un motor cu benzină echivalent.

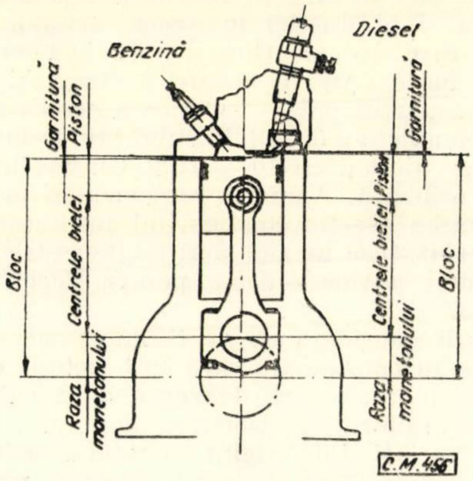


Fig. 14

În ceea ce privește echipamentul de injecție, se poate spune puțin în limitele spațiului acestei lucrări. Problemele dozării cantităților mici de combustibil și ale injectării lor la presiuni pînă la 350 kgf/cm^2 sînt evidente și este remarcabil că echipamentul de injecție care a fost dezvoltat funcționează adecvat la un preț de cost tolerabil. Totuși, diferența prețului de cost între un set de echipament de injecție și un carburator plus echipamentul de aprindere reprezintă o mare parte a diferenței de cost dintre motoarele cu benzină și diesel. Situația s-a îmbunătățit prin dezvoltarea recentă a unor tipuri mai ieftine de pompe de injecție și este în curs de îmbunătățire, dar mai rămîne mult de făcut.

A treia cauză este mărimea volumului producției, cauză întrucîtva imponderabilă. O producție între 100 și 200 unități pe zi trebuie încă considerată o producție de scară mare pentru motoare diesel de orice tip, pe cînd motoarele cu benzină destinate furgonetelor și taxiurilor sînt fabricate în mod obișnuit în proporție de 10 ori mai mare. O viteză de fabricație de 200 unități pe zi este mai mică decît viteza economică pentru utilizarea mașinilor de transfer și se vor folosi mașini normale în flux, probabil cu cîteva repere executate pe echipament complet automat. De aceea costul uzinării motorului diesel este substanțial mai ridicat decît al motorului cu benzină.

Metodele de care dispune proiectantul motorului pentru a limita prețul de cost al motorului diesel constau prin urmare în realizarea cît mai compactă a motorului și evitarea oricăror complicații ale componenței mecanice. Acolo unde este posibil, ar trebui încorporate piese executate pentru motoare echivalente cu benzină, dacă ambele tipuri de motoare sînt făcute de același fabricant. Alte căi pe care proiectantul poate contribui la reducerea prețului de cost sînt acelea de a recurge la repere mai mici și mai ieftine ale echipamentului de injecție, îmbunătățind astfel comportarea motorului în ceea ce privește zgomotul în funcționare, cum și mărirea puterii specifice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dawson, J. G.* și *Vulliamy, N.M.F.*, The Future of Lightweight High-speed Diesel Engines in the Automotive and Agricultural Fields. I. Mech. E., 1963.

[2] *Gish, R. E., Mc Cullough, I. D. Retzloff, J. B.* și *Mueller, H. T.* Determination of True Engine Friction. S.A.E. 66, 1958, p. 649.

[3] *Beard, C. A.* și *Hempson, J. C. G.* Problems in Valve Gear Design and Instrumentation. S A E Preprint 596 D, 1962.

[4] *Alcock, J. F.* Heat Transfer in Diesel Engines. Proc. AS.M.E. 1961, International Heat Transfer Conference Part 1B, p. 174.

[5] *Priede, A. T.* Effect of Engine Structure on Noise of Diesel Engines. I. Mech. E., 1964.

CZ 621. 983. 3. 07. 003

Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă folosind matrițe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor

Constantin ILIESCU

Economia de metal constituie o problemă ce preocupă toate uzinele constructoare de mașini în scopul reducerii consumului specific.

Dacă se are în vedere că, la obținerea pieselor din tablă prin presare la rece, circa 70—80% din costul acestora, în majoritatea cazurilor, îl constituie materialul, o reducere cît de mică a consumului de material duce la o scădere substanțială a prețului de cost al produselor. De aceea, economia de metal ce se realizează la fabricarea pieselor prin ambutisare, fără subțierea materialului, atunci cînd se folosesc matrițe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor (strîngerea și pe porțiunea curbilinie a plăcii active), necesită un studiu mai atent.

Eficiența economică privind consumul de metal în cazul ambutisării, fără subțierea materialului, a pieselor cilindrice fără flanșă, cu o matriță avînd sistemul de strîngere combinat, poate fi pusă în evidență comparînd cantitatea de material necesar confecționării unei piese cu o asemenea matriță (fig. 1, *a*) cu cantitatea de material necesar confecționării aceleiași piese cu o matriță cu sistem plan de strîngere (fig. 1, *b* și *c*). Comparația se face analizînd piesele (semifabricatele) după prima operație de ambutisare, indiferent că piesa respectivă necesită una sau mai multe operații, întrucît surplusul de material este prevăzut în funcție de forma constructivă și de parametrii geometrici ai matriței pentru prima operație de ambutisare.

Dacă evacuarea piesei se face de către poanson, în sensul cursei active, forma acesteia este cea arătată în figura 1, *b*. Atunci cînd matrița este prevăzută cu extractor, cursa presei se reglează astfel încît piesele obținute au forma din figura 1, *c*. O asemenea matriță și o astfel de reglare a presei se impun, în special, atunci cînd piesa necesită și o bordurare în partea superioară (în acest caz se realizează o oarecare recuperare de material din deșeul total).

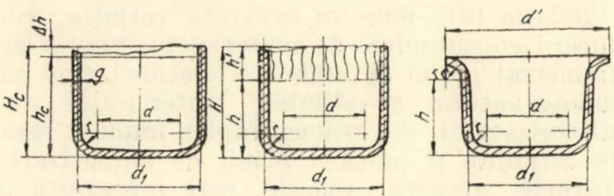


Fig. 1

În figura 1 (*a* — cu matriță cu sistem combinat de strîngere; *b* — cu matriță cu inel plan de strîngere, cu evacuarea în sensul cursei active a poansonului; *c* — cu matriță cu inel plan de strîngere, cu evacuarea în sens invers cursei active a poansonului) s-a notat cu :

h_c — înălțimea piesei obținute cu matrițe avînd sistemul de strîngere combinat;

h — înălțimea piesei obținute cu matrițe avînd sistemul de strîngere plan;

h' — înălțimea adaosului de material prevăzut pentru asigurarea obținerii piesei cu margini drepte atunci cînd ambutisarea se face cu matriță cu inel plan de strîngere;

Δh — adaosul de material prevăzut pentru asigurarea obținerii piesei cu margini drepte atunci cînd ambutisarea se face cu matriță cu sistem combinat de strîngere;

H_c — înălțimea semifabricatului după prima ambutisare, obținut cu matriță cu sistem combinat de strîngere;

H — înălțimea semifabricatului după prima ambutisare, obținut cu matriță cu inel plan de strîngere;

r — raza interioară a piesei (de racordare a fundului cu porțiunea cilindrică);

r_m — raza de rotunjire a muchiei plăcii active de la matrița cu inel plan de strîngere;

d_1 — diametrul mediu al piesei;

g — grosimea materialului piesei.

Coeficientul de reducere a consumului de material este dat de raportul dintre suprafața materialului deteriorat (cutat), înlăturat ca deșeu, și suprafața materialului întregului semifabricat :

$$\alpha = \frac{A_h'}{A_h + A_h'} = \frac{A_h'}{A_H} = \frac{A_h'}{A_D}, \qquad (1)$$

în care α este coeficientul reducerii consumului de metal;

A_h' — suprafața adaosului de material îndepărtat (deșeului);

A_h — suprafața materialului piesei;

$A_H = A_D$ — suprafața semifabricatului necesar.

Exprimînd fiecare suprafață în funcție de elementele geometrice efective și înlocuind în relația (1), se obține :

$$\alpha = \frac{\pi d_1 h'}{\pi d_1 H + \frac{\pi}{4} 2 r d + 8 r^2 + \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{\pi d_1 h'}{\frac{\pi D^2}{4}};$$

$$\alpha = \frac{4 d_1 h'}{D^2}, \qquad (2)$$

în care D este diametrul semifabricatului plan.

Înălțimea materialului cutat h' este funcție de raza plăcii active a matriței (fig. 1,*c*) care, la rîndul ei, se stabilește în raport cu grosimea materialului piesei de ambutisat.

$$A'_h = \pi d_1 h' = \frac{\pi}{2}(\pi d_1 r_m + 2{,}28 r_m^2).$$

Deci :

$$h' = \frac{1}{2 d_1} (\pi d_1 r_m + 2{,}28 r_m^2). \qquad (3)$$

Înlocuind în relația (2), se obține :

$$\alpha = \frac{4 d_1}{D^2} \cdot \frac{1}{2 d_1} (\pi d_1 r_m + 2{,}28 r_m^2),$$

adică :

$$\alpha = \frac{2}{D^2} (\pi d_1 r_m + 2{,}28 r_m^2). \qquad (4)$$

Diametrul semifabricatului plan D poate fi exprimat în funcție de diametrul d_1, cu relația :

$$D = \frac{d_1}{m_1},$$

în care m_1 este coeficientul de ambutisare, pentru prima operație.

Deci :

$$\alpha = \frac{2 m_1^2}{d_1^2} (\pi d_1 r_m + 2{,}28 r_m^2)$$

sau :

$$\alpha = m_1^2 \left[2 \pi \frac{r_m}{d_1} + 4{,}56 \left(\frac{r_m}{d_1} \right)^2 \right]. \qquad (5)$$

Aceasta este relația generală privind calculul coeficientului de reducere a consumului de material, atunci cînd la ambutisarea pieselor se folosesc matrițe cu sistem combinat de strîngere, în comparație cu ambutisarea clasică cu matrițe cu inel plan de strîngere.

În cazul general, coeficientul de ambutisare m_1, raza de rotunjire a muchiei plăcii active r_m și diametrul piesei (semifabricatului) d_1 pot lua diferite valori. Se desprind de aici trei cazuri distincte, adică relația generală de calcul va avea trei cazuri particulare.

Cînd d_1 = const. și r_m = const., relația (5) va avea forma :

$$y = a x^2, \qquad (6)$$

în care :

$$a = \frac{2 \pi r_m}{d_1} + 4{,}56 \left(\frac{r_m}{d_1} \right)^2.$$

Deci, coeficientul reducerii consumului de material variază parabolic în funcție de coeficientul de ambutisare, pentru un anumit lot de piese dat care se confecționează din material de natură și calitate diferite.

Cînd d_1 = const. și m_1 = const., forma relației (5) devine :

$$y = a x + b x^2, \qquad (7)$$

în care :

$$a = \frac{2 \pi m_1^2}{d_1^2}$$

și :

$$b = \frac{4{,}56 m_1^2}{d_1^2}.$$

În acest caz, variația coeficientului de reducere a consumului de material în funcție de raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, pentru piese de un anumit diametru, care se confecționează din tablă de natură și calitate date, este tot parabolică. Această ecuație se poate aduce la forma canonică a relației (6) printr-o transformare convenabilă.

Cînd m_1 = const. și r_m = const., relația (5) devine :

$$y = \frac{a}{x} + \frac{b}{x^2},$$

în care :

$$a = 2 \pi m_1^2 r_m \qquad (8)$$

și :

$$b = 4{,}56 \, m_1^2 r_m^2.$$

Relația (8) pune în evidență variația reducerii consumului de material în funcție de diametrul piesei de ambutisat, atunci cînd se cunosc natura și calitatea materialului semifabricatului și grosimea tablei, implicit raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare. Întrucît această ecuație, care reprezintă o cubică, nu are o formă canonică ușor de recunoscut, alura curbei se poate determina reprezentînd-o prin puncte.

În practica de uzină, în majoritatea cazurilor, la proiectarea matrițelor de ambutisare a pieselor de diferite diametre, se cunosc grosimea tablei semifabricatului și materialul acestuia, natura și calitatea sa.

Coeficientul de ambutisare m_1, pentru prima operație, este funcție de gradul admisibil de deformare a materialului semifabricatului, el variind între limite relativ largi pentru semifabricate din materiale avînd limita de curgere diferită.

Pentru diferite table din oțel, dată fiind capacitatea de ambutisare diferită a materialului acestora :

$$m_1 = 0,55 \dots 0,65,$$

iar valoarea curent adoptată în practică este :

$$m_1 = 0,60 \dots 0,62.$$

În calculele ce urmează se va considera $m_1 = 0,6$.

Pentru aceeași grosime de tablă, proiectul adoptă o anumită valoare a razei de rotunjire a muchiei plăcii active, conform relației cunoscute :

$$r_m = 6 \dots 10\ g. \qquad (9)$$

De aici rezultă că importanță practică prezintă punerea în evidență a coeficientului α în funcție de diametrul d_1, însă pentru diferite valori ale razei r_m. Acesta este cazul particular 3 al relației generale de calcul care, în final, înlocuindu-se valoarea adoptată pentru coeficientul de ambutisare, devine :

$$\alpha = 2\pi\, 0,6^2\, r_m \frac{1}{d_1} + 4,56\ 0,6^2\, r_m^2 \frac{1}{d_1^2};$$

$$\alpha = 2,26\, r_m \frac{1}{d_1} + 1,64\, r_m^2 \frac{1}{d_1^2} \qquad (10)$$

sau, în procente :

$$\alpha = 226\, r_m \frac{1}{d_1} + 164\, r_m^2 \frac{1}{d^2}, \qquad (11)$$

în care :

$$r_m = 6 \dots 10\ g.$$

Valorile coeficientului de reducere a consumului de material, la ambutisarea pieselor cilindrice fără flanșă, pentru grosimi de tablă și dimensiuni mai uzuale de piese (semifabricate) după prima operație de ambutisare atunci cînd raza de rotunjire a muchiei plăcii active (de ambutisare) variază între limitele prescrise, se stabilesc pe baza analizei cantității de material al semifabricatului ce rămîne nestrîns, după ce scapă de sub inelul plan. Deci, practic, cantitatea de material deteriorat, ca urmare formării cutelor ce se îndepărtează ulterior, este mai mică decît cantitatea maximă de material rămas nestrîns la un moment dat, datorită unor motive obiective de ordin constructiv privind alegerea razei plăcii active, practic întemeiate, pe de o parte, iar pe de altă parte, nerespectării stricte a tehnologiei de fabricație, făcută tocmai în scopul micșorării deșeului de material, însă cu urmări nebănuit de grave asupra calității pieselor obținute.

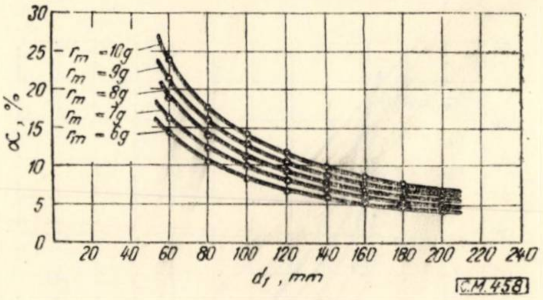


Fig. 2

Dacă se consideră o anumită valoare a razei plăcii active, adoptată în funcție de grosimea tablei pieselor de ambutisat, caz frecvent întîlnit în practică, coeficientul α se determină funcție de diametrul pieselor pe baza relației (11). Diagramele sînt arătate în figurile 2—8 (fig. 2 — $g = 0,6$ mm ; fig. 3 — $g = 0,8$ mm ; fig. 4 — $g = 1$ mm ; fig. 5 — $g = 1,2$ mm ;

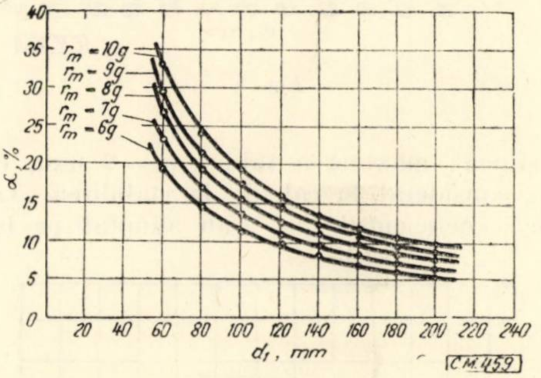


Fig. 3

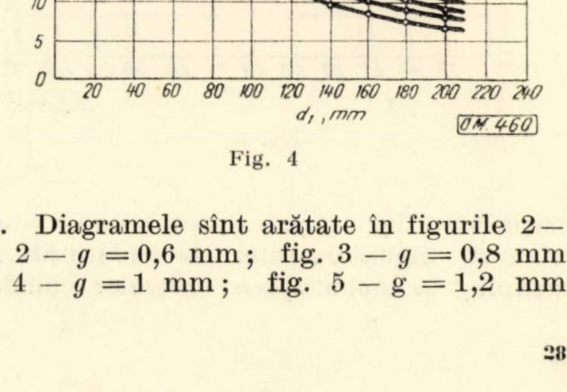


Fig. 4

fig. 6 — $g = 1{,}5$ mm ; fig. 7 — $g = 1{,}8$ mm ; fig. 8 — $g = 2$ mm).

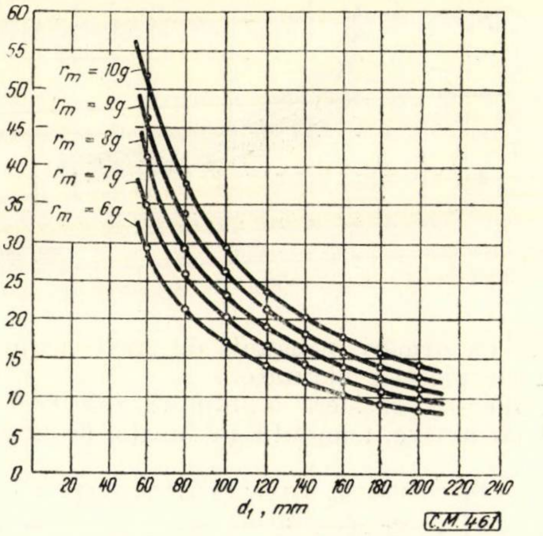


Fig. 5

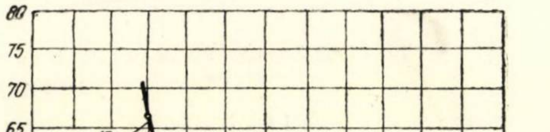


Fig. 6

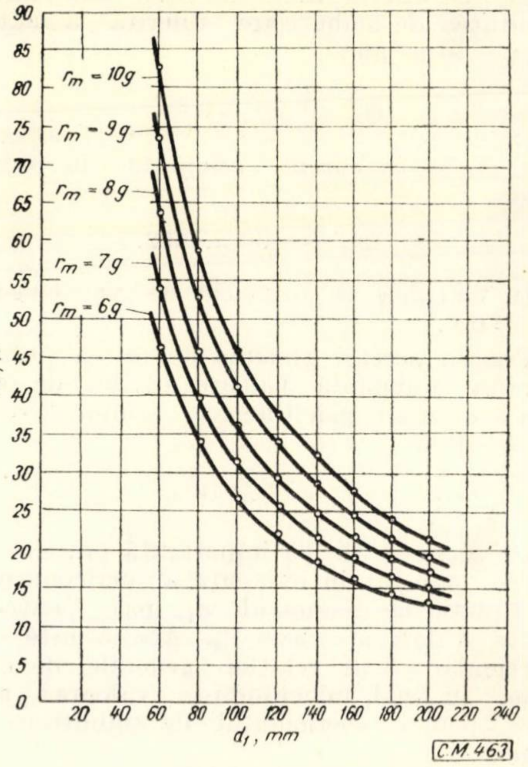


Fig. 7

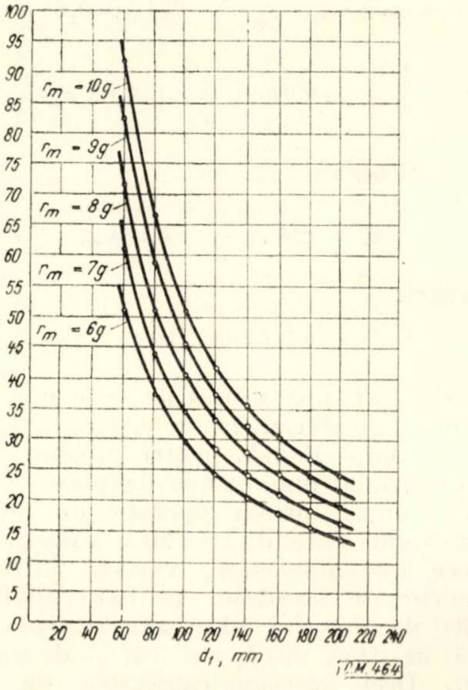


Fig. 8

Trebuie subliniat că diametrul minim al piesei (semifabricatului), $d_1 = 60$ mm, și grosimea maximă a tablei, $g = 2$ mm, care s-au considerat în calcul la stabilirea valorilor coeficientului α, s-au adoptat pe baza relației care indică necesitatea sau inutilitatea strîngerii semifabricatului la ambutisare. De exemplu, la ambutisarea pieselor cilindrice strîngerea semifabricatului este necesară dacă este îndeplinită condiția :

$$\frac{g}{D} \cdot 100 \leqslant 2, \qquad (12)$$

atunci cînd :

$$m_1 = \frac{d_1}{D} > 0{,}55. \qquad (13)$$

Întrucît în cazul analizat $m_1 = 0{,}6$, iar valoarea maximă a raportului, care este dată de grosimea maximă a tablei g și diametrul minim al semifabricatului plan D, este :

$$\frac{g}{D}\cdot 100 = \frac{g}{\frac{d_1}{m_1}}\cdot 100 = \frac{2}{\frac{60}{0{,}6}}\cdot 100 = 2,$$

rezultă că pentru toate cazurile considerate strîngerea semifabricatului este necesară.

În ce privește mărimea coeficientului de reducere a consumului de material α, atunci cînd se folosește sistemul combinat de strîngere, aceasta este pusă corect în evidență numai ținîndu-se seamă de modul real în care se face adoptarea razelor plăcilor active (de ambutisare) în uzine.

Pentru piese din tablă mai subțire,

$$g_1 < 1 \text{ mm},$$

se adoptă o rază relativă mai mare a plăcii active,

$$r_m = 8 \dots 10\, g_1,$$

iar pentru piese din tablă mai groasă,

$$g_1 > 1 \text{ mm},$$

se adoptă o rază relativă mai mică,

$$r_m = 6 \dots 8\, g_2.$$

Rezultă că valoarea reală a coeficientului α, pentru diferite diametre ale pieselor (semifabricatelor) și grosime de material, este cuprinsă între două curbe limită, obținute pe baza acestor valori ale razelor plăcilor active (fig. 9 : $r_m = 4{,}8 - 16$ mm ; $g = 0{,}6 - 2$ mm).

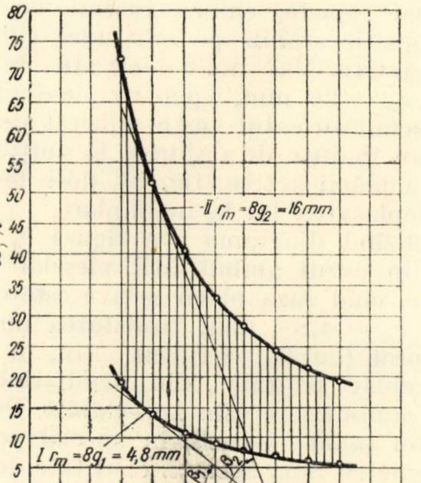


Fig. 9

Analizîndu-se diagramele din figurile 2—8, se constată că creșterea coeficientului α este mult mai accentuată pentru valori absolute mai mari ale razei plăcii active. Aceasta rezultă de fapt, din punct de vedere cantitativ, dacă se studiază variația curbei dată de ecuația (8), adică dacă se studiază derivata întîi a acestei ecuații. Derivînd ecuația (8), se obține :

$$\frac{d_y}{d_x} = -\frac{a}{x^2} - \frac{2\cdot b}{x^3};$$

însă :

$$\frac{d_y}{d_x} = \operatorname{tg}\theta,$$

iar în baza figurii 10 :

$$\beta = 180^\circ - \theta,$$

deci :

$$\operatorname{tg}\beta = -\operatorname{tg}\theta;$$

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{a}{x^2} + \frac{2\cdot b}{x^3}. \qquad (14)$$

Dacă se efectuează calculul cu relația (14), dînd lui r_m diferite valori, se ajunge la constatarea reieșită din reprezentarea curbelor. Exemplificînd pentru curbele din figura 9, în care :

$$d_1 = 80 \text{ mm};$$

$$r_{m_1} = 4{,}8 \text{ mm};$$

$$r_{m_2} = 16 \text{ mm},$$

se obține :

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{a_1}{x^2} + \frac{2\cdot h_1}{x_1^3}$$

și :

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{a_2}{x_2^2} + \frac{2\cdot h_2}{x_2^3},$$

în care :

$$x_1 = x_2 = d_1 = 80;$$

$$a_1 = 226\,.\,4{,}8 = 1\,085;$$

$$b_1 = 164\,.\,4\,.\,8^2 = 3\,780;$$

$$a_2 = 226\,.\,16 = 3\,620;$$

$$b_2 = 164\,.\,16^2 = 57\,700.$$

Înlocuind, se obține :

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{1\,085}{80^2} + \frac{2.3\,780}{80^3} = 0{,}17 + 0{,}01477 = = 0{,}18477;$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{3\,620}{80^2} + \frac{2.57\,700}{80^3} = 0{,}566 + 0{,}266 = = 0{,}792.$$

Se vede că :

$$\operatorname{tg} \beta_2 > \operatorname{tg} \beta_1,$$

adică :

$$\beta_2 > \beta_1,$$

ceea ce confirmă creşterea mult mai rapidă a coeficientului α cu creşterea valorii absolute a razei r_m .

Pentru a obţine pe β_1 şi β_2 la scara diagramei din figura 9, va trebui să se ţină seamă de scările la care s-au reprezentat d_1 şi α.

Aceste diagrame şi calcule, aşa cum s-a arătat, se referă la ambutisarea pieselor din tablă de oţel, fără subţierea materialului, pentru o valoare a coeficientului de ambutisare $m_1 = 0{,}6$. Întrucît în industria constructoare de maşini, cum şi la fabricarea produselor de larg consum, se foloseşte, pe lîngă tabla de oţel, şi tablă din alte materiale cum ar fi aluminiul, alama, cuprul etc., rezultă că în uzine sînt cazuri cînd la proiectarea matriţelor de ambutisare $m_1 \neq$ const. De altfel, chiar şi pentru tablă din oţel de diferite calităţi $m_1 \neq$ const. Acesta este cazul particular 1, iar mărimea coeficientului α se poate stabili prin folosirea directă a relaţiei (6), aşa cum s-a procedat în cazul particular 3.

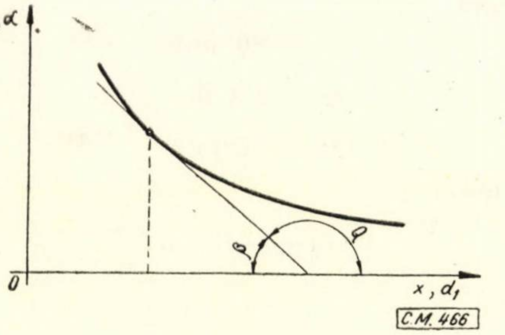


Fig. 10

Variaţia coeficientului α în funcţie de coeficientul de ambutisare m_1, pentru diferite valori ale lui r_m, se poate studia folosind derivata întîi a ecuaţiei (6) :

$$\frac{d_y}{d_x} = 2\,a\,x,$$

deci :

$$\operatorname{tg} \beta = 2\,a\,x.$$

Din calculul efectuat cu relaţia (15) se constată că coeficientul creşte cu creşterea valorii absolute a lui r_m (în figura 11, $r_{m2} > r_{m1}$).

Metoda de calcul privind coeficientul de reducere a consumului de material folosită pentru piesele cilindrice se poate aplica şi în cazul pieselor de formă sferică sau de forma unei cupole, cînd pentru ambutisare se folosesc matriţe cu sistem combinat de strîngere.

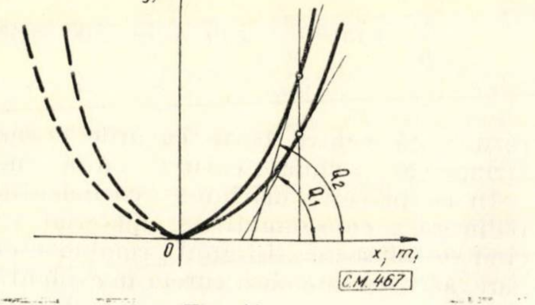


Fig. 11

Pentru piese semisferice, ecuaţiile de calcul pentru cele trei cazuri particulare analizate au forma următoare :

$$\text{cazul } 1:\ y = ax^2; \qquad (16)$$

$$\text{cazul } 2:\ y = ax; \qquad (17)$$

$$\text{cazul } 3:\ y = \frac{a}{x}. \qquad (18)$$

Aceste ecuaţii s-au dedus făcîndu-se unele aproximări, însă, în mod practic, erorile de calcul sînt neînsemnate.

Pe baza rezultatelor obţinute se trag unele concluzii practice interesante.

Se observă că pe măsură ce raza plăcii active creşte, în valoare absolută, semifabricatul se eliberează de sub inelul plan de strîngere tot mai repede, chiar înainte de a ajunge la o poziţie stabilă pe porţiunea cilindrică a plăcii active. Mai mult decît atît, de exemplu, dacă $r_m = 20$ mm, pentru piesa cu $d_1 < 60$ mm, semifabricatul este eliberat de sub inelul plan înainte de a ajunge la porţiunea cilindrică a plăcii active (fig. 8), deci devine posibilă deplasarea lui la întîmplare.

Analizînd diagrama din figura 9, se vede că şi în cazul ambutisării pieselor din tablă subţire, cînd raza plăcii active este destul de mică $r_m = 4{,}8$ mm, cantitatea de material deteriorat (cutat, ecruisat sau, în unele cazuri, chiar fisurat) din semifabricat după prima ambutisare este apreciabilă. Pentru piesele din tablă groasă, în special pentru cele cu diametru mic, această cantitate de material este foarte mare.

Neasigurarea unei conduceri corecte a semifabricatului prin placa activă la ambutisare constituie sursa de apariţie a unor defecte de prelucrare a pieselor, care, în mod obişnuit, sînt considerate ca fiind generate de alte cauze. Este uşor de înţeles că dacă semifabricatul nu a ajuns să aibă o anumită poziţie stabilă pe porţiunea cilindrică a plăcii active, înainte de a fi eliberat de sub inelul plan de strîngere, el se va deforma şi deplasa la întîmplare.

Pe lîngă defectele de fabricaţie a pieselor, deplasarea la întîmplare a semifabricatului solicită neuniform matriţa de ambutisare, ducînd la uzura ei prematură. Dacă strîngerea semifabricatului este continuă, pînă cînd materialul se scurge complet în jocul dintre poanson şi placa activă, cauzele acestor neajunsuri sînt înlăturate.

În mod normal, porţiunea superioară deteriorată a semifabricatului ambutisat ar trebui total îndepărtată, astfel ca piesele obţinute să fie de bună calitate. Însă, în practică, aceasta nu se face, pentru că în unele cazuri pierderea de material ar fi atît de mare încît ar depăşi chiar 50% din semifabricatul iniţial. În mod obişnuit, se îndepărtează numai porţiunea de material mai deteriorat, aceasta şi în scopul îndreptării marginii semifatului, după care urmează o prelucrare ulterioară de ,,îndepărtare'' a cutelor şi a altor defecte de ambutisare.

Cînd piesele se fac din tablă subţire, aceste operaţii se fac prin presare cu rola pe strung, iar dacă piesele se fac din tablă groasă, operaţia se execută prin aşchiere pe strung. În ambele cazuri, zonele pieselor prelucrate ulterior diferă de restul piesei, atît ca dimensiuni şi calitate a suprafeţei, cît mai ales, ca structură. Dacă din punctul de vedere dimensional şi al calităţii suprafeţei piesele astfel obţinute vor corespunde condiţiilor tehnice impuse, din punctul de vedere al structurii materialului acestea vor fi complet nesatisfăcătoare. Dacă, după operaţia de prelucrare mecanică ulterioară, pieselor li se va aplica un tratament termic de recoacere corespunzător, atunci structura materialului se va reface.

La întocmirea tehnologiei de prelucrare mecanică prin presare la rece din tablă a pieselor, fără subţierea materialului, se prevăd operaţii de recoacere intermediară numai dacă piesele necesită un număr mare de operaţii, (dacă $m_t \leqslant 0,3$). Deci dacă piesele necesită un număr mic de operaţii, este posibilă prelucrarea completă a acestora fără a li se face un tratament de recoacere. De aceea, în scurt timp după fabricaţie, piesele se vor fisura, ca urmare a neaplicării unei tehnologii corespunzătoare, mai binezis ca urmare a neînlăturării complete a consecinţelor cutării materialului pieselor (semifabricatelor) la ambutisarea cu inel plan de strîngere. Apariţia acestor defecte ulterioare este justificată însă, în multe cazuri, în uzine, prin faptul că ,,materialul a fost de slabă calitate'', nicidecum că tehnologia de prelucrare nu a fost corespunzătoare.

CZ 621.919.001.24

Contribuţii la calculul dispozitivelor de broşare cu reazem sferic

Sergiu CHIRIACESCU şi Ion POPESCU

Superioritatea prelucrării prin broşare faţă de alte operaţii de prelucrare mecanică (găurire, strunjire, mortezare etc.) constă într-o productivitate ridicată obţinută în condiţiile unei precizii dimensional-geometrice mari şi ale unei calităţi superioare a suprafeţei prelucrate.

Datorită execuţiei dificile şi costisitoare a sculei, broşarea este rentabilă la producţia de serie şi de masă; în acest caz însă, mărirea durabilităţii broşei se impune cu necesitate.

Pentru o broşă corect proiectată, condiţiile de exploatare sînt acelea care-i determină durabilitatea. Dacă se presupune că regimul de aşchiere este cel optim, utilizîndu-se lichidul de aşchiere corespunzător, pentru o maşină-unealtă dată, dispozitivul de prindere a sculei şi cel de aşezare a piesei sînt factorii principali de care depinde durabilitatea broşei.

Într-adevăr, practica a arătat că adesea, chiar în condiţiile favorabile amintite, dacă dispozitivul de aşezare a piesei nu este judicios proiectat şi bine executat, se produce o mişcare sensibilă a durabilităţii sau chiar ruperea sculei.

Asemenea cazuri se întîlnesc la broşarea suprafeţelor interioare. Folosirea dispozitivelor de broşare cu reazem sferic asigură însă o durabilitate mărită a sculei şi evitarea ruperii broşei.

În lucrarea de faţă se propune ca, pe baza analizei condiţiilor de funcţionare a dispozitivelor de broşare cu reazem sferic, să se facă unele precizări utile pentru proiectare şi execuţie.

Dintre multiplele variante ale dispozitivelor de broşare cu reazem sferic, în figura 1 s-au reprezentat trei dispozitive folosite mai frecvent în practică.

Se observă că aceste dispozitive au comune următoarele elemente: flanşa cu locaş sferic *1*, reazemul sferic *2* şi piesa *3* pentru aşezarea semifabricatului. Reazemul sferic *2* este menţinut în locaşul din flanşa *1* cu ajutorul unor arcuri lamă *4* (fig. 1, *a*) sau elicoidale (fig. 1, *b* şi 1, *c*).

Deoarece aceste dispozitive au rolul de a asigura coaxialitatea axei broşei cu axa suprafeţei interioare care urmează a se broşa, se mai numesc şi dispozitive cu autocentrare.

Broşarea cu dispozitive cu reazem sferic. În cazul cel mai general, semifabricatul care urmează a se broşa prezintă abateri de la perpendicularitatea axei suprafeţei interioare faţă de ambele suprafeţe frontale.

În figura 2 s-a reprezentat cazul piesei, care urmează a se broşa, avînd abaterile B_{f1} şi B_{f2}. Pentru exemplificare s-a considerat că cele două abateri se măsoară în acelaşi plan care conţine axa suprafeţei interioare. În funcţie de mărimea şi dispunerea abaterii B_{f1} faţă de B_{f2}, dinţii broşei vor ataca materialul întîi în zona *a* sau în zona *b*.

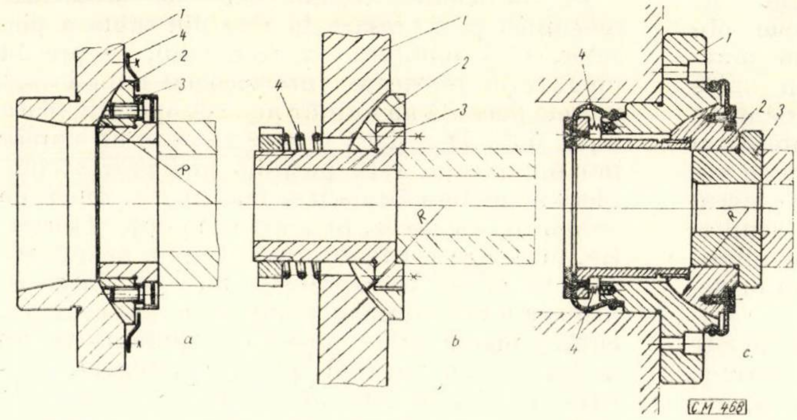


Fig. 1

Aşa cum rezultă din figura 2, dacă dispozitivul nu ar permite autocentrarea, solicitarea semifabricatului şi a broşei este nefavorabilă desfăşurării procesului de aşchiere. Cuplul de forţe $P-P$ influenţează asupra preciziei suprafeţei broşate şi poate produce chiar ruperea sculei.

Pe de altă parte, dinţii broşei atacînd materialul întîi în zona *a*, broşa are tendinţa să iasă din aşchiere căutînd să rotească semifabricatul în sensul micşorării abaterii B_{f2}. Rezultă de aici acelaşi efect nefavorabil al abaterii B_{f2} asupra solicitării broşei şi a semifabricatului.

Dacă dinţii broşei vor ataca materialul întîi în zona *b* (pentru un alt sens al abaterii B_{f2} în raport cu B_{f1}) lucrurile se petrec similar, micşorîndu-se numai cuplul forţelor *P*.

În cazul în care reazemul se poate roti în locaşul său, după rotirea cu unghiul $\alpha_1 = \text{arc tg}\,\frac{B_{f1}}{D}$, se realizează coaxialitatea dintre axa broşei şi a suprafeţei interioare (fig. 3).

Astfel, pericolul ruperii broşei este înlăturat, precizia dimensională şi de formă a suprafeţei broşate fiind ridicată.

În analiza făcută nu s-a ţinut seamă de influenţa jocului dintre dimensionarea suprafeţei înainte de broşare *d* şi dimensiunea părţii de ghidare a broşei d_g.

Se poate observa însă că, în cazul în care:

$$\text{tg}\,\alpha_1 = \frac{B_{f1}}{D} > \mu_1,$$

(μ_1 fiind coeficientul de frecare dintre semifabricat şi reazemul sferic) sau:

$$\text{tg}\,\alpha_2 = \frac{B_{f2}}{D} > \mu_2$$

(μ_2 fiind coeficientul de frecare dintre dinţele broşei şi semifabricat), piesa se roteşte cu un unghi $\varphi = \text{arc tg}\,\frac{d-d_g}{L}$ (fig. 3). Deoarece unghiul φ este neglijabil, el nu influenţează substanţial procesul de aşchiere.

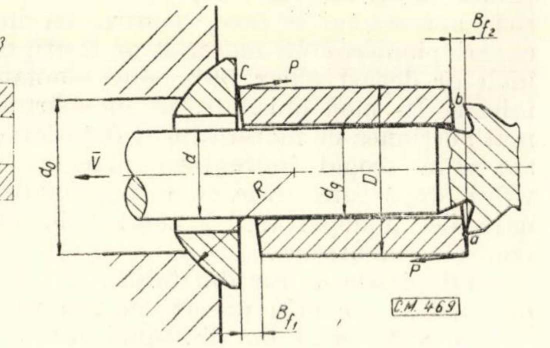


Fig. 2

S-a considerat o parte din influenţa negativă a abaterii B_{f2} asupra procesului de broşare. Aşa cum rezultă din figura 3, intrarea în aşchiere a dinţilor nu se face simultan pe toată lungimea tăişului. Din acest motiv abaterea B_{f2} poate fi privită ca o sursă de vibraţii ce vor influenţa calitatea suprafeţei broşate şi durabilitatea broşei. Aceasta conduce la observaţia că prin prelucrarea unei teşituri sau degajări la partea de intrare în aşchiere a dinţilor, din aceeaşi prindere cu prelucrarea prealabilă a suprafeţei interioare, se va elimina influenţa nefavorabilă a abaterii B_{f2}.

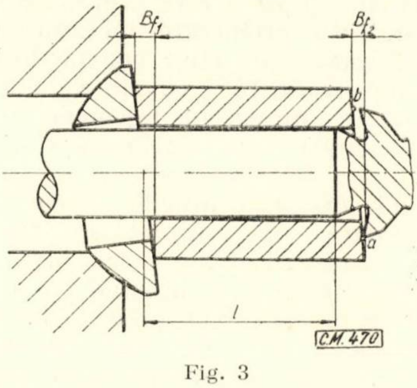


Fig. 3

Calculul razei cuplei sferice. După cum a rezultat din cele expuse, pentru asigurarea coaxialității dintre axa broșei și cea a suprafeței interioare care urmează a se broșa, reazemul sferic *2* trebuie să se poată roti în locașul său. Din acest motiv atenția trebuie să fie concentrată în primul rînd asupra dimensionării și prelucrării cuplei sferice. Astfel în cele ce urmează, se stabilește mărimea razei suprafeței sferice, care în prezent se alege pe baza unor construcții similare existente. În calculele respective nu se va ține seamă de greutatea proprie a reazemului sferic și de forțele dezvoltate de arcurile care mențin reazemul sferic în locaș.

În figura 4 s-a reprezentat încărcarea reazemului sferic pentru cazul din figura 3.

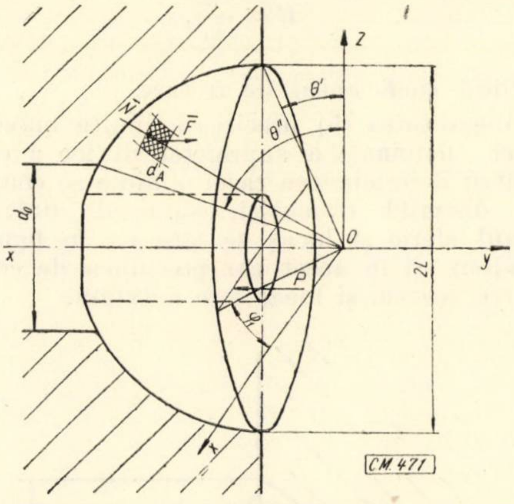


Fig. 4

S-a notat cu P forța care determină rotirea reazemului. Se consideră că această forță are brațul $\frac{D}{2}$ față de axa suprafeței interioare cilindrice a reazemului. Se notează prin $\overline{N}$ și $\overline{F}$ forța normală, respectiv cea tangențială (de frecare) corespunzătoare elementului de suprafață dA.

Sub acțiunea forței P, reazemul sferic se va roti în jurul axei OZ, astfel că forțele F vor fi tangente liniilor paralele ale suprafeței sferice. Ecuațiile de echilibru ale reazemului sferic sînt:

$$\Sigma X = 0,\ \int_{(A)} N_x \mathrm{d}A + \int_{(A)} F_x \mathrm{d}A = 0;$$

$$\Sigma Y = 0,\ \int_{(A)} N_y \mathrm{d}A + \int_{(A)} F_y \mathrm{d}A = 0;$$

$$\Sigma Z = 0,\ \int_{(A)} N_z \mathrm{d}A + \int_{(A)} F_z \mathrm{d}A = 0;$$

$$\Sigma M_x = 0;$$

$$\Sigma M_y = 0;$$

$$\Sigma Mz = 0,\ P_z \frac{D}{2} = \int_{(A)} F \mathrm{d}A \cdot r.$$

În baza celor arătate și ținînd seamă de forma corpului pentru care s-au scris ecuațiile de echilibru se iau în considerare relațiile:

$$\int_{(A)} N_y \mathrm{d}A + \int_{(A)} F_y \mathrm{d}A = P; \qquad (1)$$

$$P\frac{D}{2} = \int_{(A)} Fr\mathrm{d}A. \qquad (2)$$

Cunoscînd că ecuațiile parametrice ale suprafeței sferice:

$$\Psi = x^2 + y^2 + z^2 - R^2 = 0$$

sînt:

$$\left.\begin{aligned} x &= R \sin\theta \cos\varphi \\ y &= R \sin\theta \sin\varphi \\ z &= R \cos\theta \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

rezultă:

$$\overline{N} = \lambda_1 \operatorname{grad} \Psi = 2\lambda_1(x\overline{i} + y\overline{j} + z\overline{k});$$

$$\overline{F} = \lambda_2 \overline{r}_\theta = R(\overline{i} \cos\theta \cos\varphi + $$
$$+ \overline{j} \cos\theta \sin\varphi - \overline{k} \sin\theta);$$

$$\mathrm{d}A = R^2 \sin\theta \,\mathrm{d}\theta \,\mathrm{d}\varphi.$$

Deoarece forțele $\overline{F}_y = \overline{F}$ se echilibrează, ecuația (1) se scrie:

$$\int_{(A)} N_y \mathrm{d}A = P$$

sau:

$$\int_{(A)} 2\lambda_1 y \mathrm{d}A = P;$$

$$2\lambda_1 \int_{(A)} R \sin\theta \sin\varphi \cdot R^2 \sin\theta \,\mathrm{d}\theta \,\mathrm{d}\varphi = P;$$

$$2\lambda_1 R^3 \int_{(A)} \sin^2\theta \sin\varphi \,\mathrm{d}\theta \,\mathrm{d}\varphi = P;$$

$$\int_{(A)} (1 - \cos 2\theta) \sin\varphi \mathrm{d}\theta \, d\varphi = \frac{P}{\lambda_1 R^3}.$$

Pentru cazul dat (fig. 4) se obține:

$$\int_{\theta_1'}^{\theta_2'} \mathrm{d}\theta \int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'} \sin\varphi \,\mathrm{d}\varphi - \int_{\theta_1''}^{\theta_2''} \mathrm{d}\theta \int_{\varphi_1''}^{\varphi_2''} \sin\varphi \, d\varphi -$$
$$- \int_{\theta_1'}^{\theta_2'} \cos 2\theta \mathrm{d}\theta \int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'} \sin\varphi \,\mathrm{d}\varphi + \qquad (1')$$
$$+ \int_{\theta_1''}^{\theta_2''} \cos 2\theta \,\mathrm{d}\theta \int_{\varphi_1''}^{\varphi_2''} \sin\varphi \, d\varphi = \frac{P}{\lambda_1 R^3}.$$

Din figura 4 rezultă:

$$\theta_1' = \theta',\ \theta_1'' = \theta'';$$

$$\theta_2' = \pi - \theta',\ \theta_2'' = \pi - \theta_2'';$$

$$\varphi_1' = \pi - \varphi',\ \varphi_1'' = \pi + \varphi'';$$

$$\varphi_2' = 2\pi - \varphi',\ \varphi_2'' = 2\pi - \varphi'',$$

în care caz ecuaţia (1′) dă:

$$-[(\pi-2\theta')\,2\cos\varphi' -(\pi-2\theta'')\,2\cos\varphi''] -$$
$$-\frac{1}{2}(2\sin 2\,\theta'\cdot 2\cos\varphi' -$$
$$-2\sin 2\theta''\cdot 2\cos\varphi'') = \frac{P}{\lambda_1 R^3},$$

sau:

$$-2[(\pi-2\theta')\cos\varphi' -(\pi-2\theta'')\cos\varphi''] - \qquad (1')$$
$$-\frac{1}{2}(\sin 2\theta'\cos\varphi' - \sin 2\,\theta''.\cos\varphi'') = \frac{P}{\lambda_1 R^3}.$$

Folosind figura 4, se obţine:

$$\sin\theta' = \frac{\sqrt{R^3-L^2}}{R},\ \sin\theta'' = \frac{\sqrt{R^2-\frac{d_0^2}{4}}}{R};$$
$$\varphi' = \theta' = \text{arc}\ \cos\frac{L}{R} \simeq \frac{\pi}{2} - \frac{L}{R};$$
$$\varphi'' = \theta'' = \text{arc}\cos\frac{d_0}{2R} \simeq \frac{\pi}{2} - \frac{d_0}{2R},$$

iar ecuaţia (1″) devine:

$$4\left(\frac{L^2}{R^2}-\frac{d_0^2}{4R^2}\right) + 4\left(\frac{L^2}{R^3}\sqrt{R^2-L^2} - \right. \qquad (1''')$$
$$\left. -\frac{d_0^2}{4R^2}\sqrt{R^2-\frac{d_0^2}{4}}\right) = -\frac{P}{\lambda_1 R^3}.$$

Ştiind că:

$$r = \sqrt{x^2+y^2} = R\sin\theta,$$

ecuaţia (2) se scrie:

$$\lambda_2\ R^2\int_{(A)}\sin^2\theta \mathrm{d}\ \theta \mathrm{d}\varphi = P\frac{D}{2},$$

care, după transformări, devine:

$$\int_{\theta_1'}^{\theta_2'}\mathrm{d}\theta\int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'}\mathrm{d}\varphi - \int_{\theta_1''}^{\theta_2''}\mathrm{d}\theta\int_{\varphi_1''}^{\varphi_2''}\mathrm{d}\varphi -$$
$$-\left(\int_{\theta_1'}^{\theta_2'}\cos 2\theta\ \mathrm{d}\theta\int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'}\mathrm{d}\varphi - \right. \qquad (2')$$
$$\left. -\int_{\theta_1''}^{\theta_2''}\cos\ 2\theta\ \mathrm{d}\theta\int_{\varphi_1''}^{\varphi_2''}\mathrm{d}\varphi\right) = \frac{PD}{\lambda_2 R^3}.$$

Ţinînd seamă de limitele de integrare, expresia (2′) ajunge la forma:

$$4\left(\frac{L^2}{R^2}-\frac{d_0^2}{4R^2}\right) + \left(\frac{L^2}{R^3}\sqrt{R^2-L^2} - \right. \qquad (2'')$$
$$\left. \frac{d_0^2}{4R^3}\sqrt{R^2-\frac{d_0^2}{4}}\right) = \frac{PD}{\lambda_2 R^4},$$

Pentru a nu se produce blocarea reazemului sferic în locaş este necesar ca $F > > \mu N$.

Dar:

$$F = |\lambda_2|\,|\bar{r}_0| = R\,|\lambda_2|;$$
$$N = |\lambda_1|\,|\text{grad}\ \Psi| = 2R\,|\lambda_1|$$

şi deci:

$$|\lambda_2| > 2\mu\,|\lambda_1|. \qquad (4)$$

Folosind relaţiile (1″) şi (2″), inegalitatea (4) dă:

$$R < \frac{D}{2\mu}, \qquad (5)$$

μ fiind coeficientul de frecare.

Inegalitatea (5) precizează limita maximă a razei nominale a suprafeţei sferice a cuplei. Pentru determinarea razei minime se consideră că, datorită execuţiei, contactul dintre reazemul sferic şi locaş se face ca în figura 5. Evident că în acest caz presiunea de contact dintre reazem şi locaş este maximă.

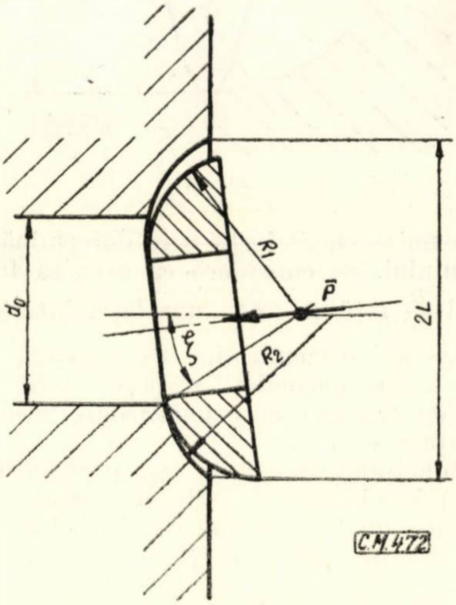


Fig. 5

În condiţiile ipotezelor generale care se fac la stabilirea tensiunilor şi deformaţiilor în cazul solicitărilor la presiune de contact, se efectuează un calcul orientativ asimilînd cazul din figura 5 cu solicitarea de contact dintre un echilibru şi un plan.

În baza figurii 5, sarcina pe unitatea de lungime este:

$$q \approx \frac{P_0}{\pi d_0\cos\xi},$$

unde:

$$\cos \xi = \frac{\sqrt{R^2 - \frac{d_0^2}{4}}}{R} \simeq 1 - \frac{d_0^2}{8R^2}.$$

Punînd condiția ca presiunea dezvoltată în zona de contact să fie mai mică sau cel mult egală cu cea admisibilă p_a, se obține:

$$p_a \geqslant 0{,}418 \sqrt{qE \frac{1}{R}} \cdot \qquad (6)$$

Notînd:

$$m = \frac{0{,}418^2 E P_0}{\pi d_0 p_a^2},$$

se găsește:

$$R \geqslant \frac{m + \sqrt{m^2 + \frac{d_0^2}{4}}}{2} \cdot \qquad (7)$$

Relația (7) permite a verifica raza minimă a suprafeței sferice.

Trebuie precizat că pentru presiunea admisibilă p_a nu se pot lua datele din literatura de specialitate. Valorile ei ar trebui determinate pentru fiecare grupă de oțeluri folosite în cazul concret de solicitare.

Pentru a avea o imagine asupra ordinului de mărime al razei limită inferioare date de (7) se consideră cazul broșării unei găuri circulare cu diametrul de 30 JE2 într-un oțel aliat de construcție. Din calcul se găsește că pentru o lungime a găurii broșate $l = 50$ mm, forța de broșare este $P_0 = 6\,000$ kgf. Pentru presiunea admisibilă p_a, în cazul oțelului aliat călit, literatura de specialitate [3] recomandă 20 000 ÷ 30 000 kgf/cm². Ținînd seamă de cele arătate, se consideră $p_a = 10\,000$ kgf/cm². În funcție de construcția dispozitivului de broșare, de dimensiunea părții de ghidare a broșei și de abaterea admisibilă B_{f_1}, se consideră $d_0 = 45$ mm.

Relația (7) va da:

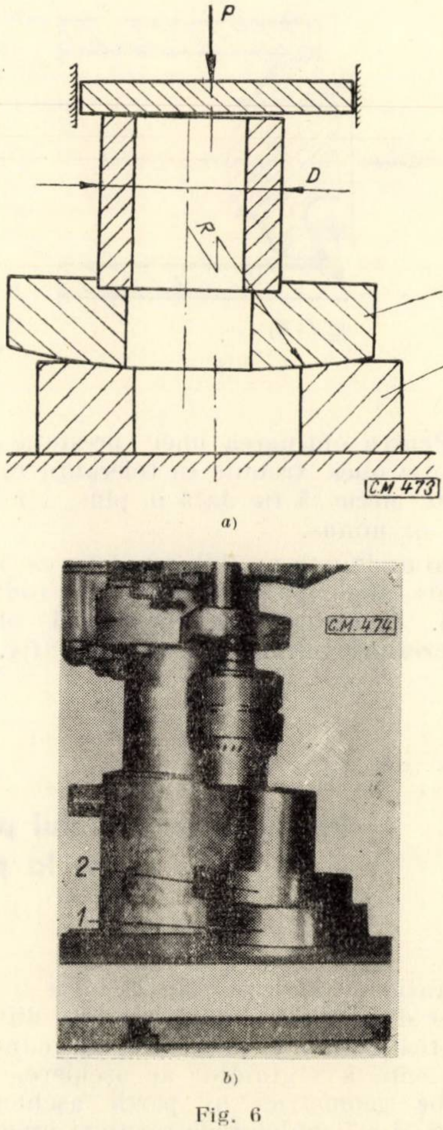
$$2\ R \geqslant 51 \text{ mm}.$$

Avînd în vedere modul în care a fost dedusă relația (7) și exemplificarea făcută, se recomandă ca toleranțele care se dau razei R a reazemului sau locașului sferic să asigure probabilitatea cea mai mare a contactului spre cercul cu diametrul 2 L (fig.5).

Un calcul mai precis al razei limită inferioare trebuie să ia în considerare presiunea de străpungere a peliculei lubrifiantului folosit.

Concluzii. Ținînd seamă de analiza condițiilor unei bune funcționări a dispozitivelor de broșare cu reazem sferic și de comportarea acestora în exploatare, se desprind o serie de concluzii precizate în continuare.

— Astfel, alegerea razei suprafeței sferice de contact dintre reazem și locaș trebuie să se facă în baza inegalității (5). Verificarea experimentală a acestei relații s-a făcut folosind dispozitivul din figura 6, *a* care materializează schema de calcul din figura 4. În acest scop s-a executat un locaș sferic *1* și un reazem sferic *2*, din oțel, aplicarea forței P făcîndu-se prin acționarea manuală a mecanismului de avans al unei mașini-unelte de găurit (fig. 6, *b*).



a)

b)

Fig. 6

La solicitarea cuplei sferice, în conformitate cu figura 6, s-a produs autoblocarea. Acest lucru s-a datorit mărimii razei cuplei sferice, care s-a ales mai mare decît cea limită dată de relația (5). Într-adevăr, pentru $D = 40$ mm și $\mu \approx 0{,}11$, relația (5) indică raza maximă admisibilă $R_a \approx 180$ mm, pe cînd cupla sferică din figura 6 are raza $R = 200$ mm.

Pentru aceleaşi materiale ale elementelor cuplei sferice şi pentru acelaşi D, uzina ,,Tractorul" — Braşov foloseşte cu succes dispozitive de broşare cu reazem sferic, la care raza nominală a cuplei sferice respectă relaţia (5) ($R = 60\ \mathrm{mm} < R_a$), fiind în concordanţă şi cu relaţia (7).

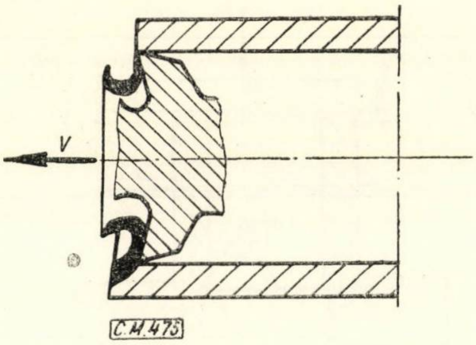


Fig. 7

— Pentru obţinerea unei presiuni de contact mai mici trebuie ca toleranţa razei reazemului sferic să fie dată în plus, iar a locaşului în minus.

Acolo unde este posibil, este bine ca cele două elemente ale cuplei sferice să fie rodate împreună. În acest fel se garantează obţinerea unei presiuni minime de contact (fig. 4).

— În scopul evitării vibraţiilor este necesar să se execute o teşitură (sau o degajare) la partea de intrare în aşchiere a dinţilor, din aceeaşi prindere cu prelucrarea preliminară a suprafeţei interioare.

Teşitura trebuie să permită îndepărtarea unui strat de material pe rază, cel puţin cît adaosul de broşare radial.

Uneori aceasta poate influenţa defavorabil productivitatea, căci ar solicita muncitorului o atenţie sporită la aşezarea piesei pentru broşare. Din acest motiv, şi pentru a evita fenomenul de smulgere a materialului la ieşirea dinţilor din aşchiere (fig. 7), acolo unde precizia suprafeţei broşate este ridicată este recomandabil ca teşitura să se facă la ambele capete ale suprafeţei interioare care urmează să fie broşată.

— Dimensiunile celorlate elemente ale dispozitivelor se aleg ţinîndu-se seamă de maşina-unealtă folosită, de construcţia broşei, de forma şi dimensiunile semifabricatului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stănescu, I.* şi *Tache, V.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică 1964.

[2] *Corban, C.* şi *Andrieş, P.* Broşarea. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[3] *Ponomariov, S. L.* şi alţii. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, Vol. 2 Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

C Z 621. 992. 32. 025 : 669. 14. 018. 7

Prelucrarea filetului prin aşchiere cu cuţite normale pentru filet la piesele din oţel inoxidabil

Lazăr BAHRIM

Operaţia de filetare prin aşchiere a filetului pieselor din oţeluri inoxidabile este dificilă, dificultatea constînd mai ales în cunoaşterea insuficientă a regimului de aşchiere, a parametrilor geometrici ai părţii aşchietoare a sculelor şi a lichidelor de răcire şi ungere, care să asigure realizarea unei rugozităţi corespunzătoare a suprafeţei flancurilor filetului şi a unei durabilităţi economice a sculei.

În literatura noastră de specialitate aceste date lipsesc, iar în cea străină chiar dacă se întîlnesc, nu se pot aplica mărcilor de oţeluri inoxidabile elaborate la noi în ţară.

Din acest motiv, în cadrul I.C.T.C.M. s-au întreprins cercetări şi experimentări care au dus la stabilirea regimului de aşchiere, a parametrilor geometrici ai părţii aşchietoare a sculelor şi a lichidelor de răcire şi ungere, în cazul filetării cu cuţit normal a pieselor din oţeluri inoxidabile.

Oţelurile care au făcut obiectul cercetărilor şi experimentărilor au fost cele conform STAS 3583-56, laminate şi supuse unui tratament de recoacere. În urma experimentărilor, oţelurile STAS 3583-56 au putut fi clasificate pe grupe de aşchiabilitate.

În scopul determinării regimului de aşchiere s-au făcut încercări din aproape în aproape, determinîndu-se astfel cele care asigură rugozitatea corespunzătoare a flancurilor filetului şi o durabilitate economică a sculei.

S-au executat filete cu diferite viteze şi adîncimi de aşchiere, determinîndu-se limitele în care se pot obţine o rugozitate corectă şi o durabilitate economică a sculei.

S-au efectuat încercări cu cuţite normale avînd partea aşchietoare din diverse materiale şi cu unghiuri de aşezare şi degajare diferite. Aceste încercări au permis determinarea parametrilor geometrici optimi în funcţie de materialul tăişului cuţitului.

Lichidele de răcire şi ungere optime s-au determinat prin încercarea diferitelor reţete cunoscute în literatură. Cele mai bune rezultate au dus la stabilirea reţetelor recomandate.

S-au mai experimentat diferite scheme de aşchiere cunoscute la operaţia de filtrare, în felul acesta putîndu-se recomanda cele care au dat rezultate mai bune.

Aşadar, în urma studiului şi experimentărilor s-au stabilit : grupele de aşchiabilitate a oţelurilor inoxidabile ; schemele de aşchiere la filetarea cu cuţitul normal ; materialele şi parametrii geometrici ai părţii aşchietoare a sculelor ; criteriile de uzură a sculelor ; regimul de aşchiere şi lichidele de răcire şi ungere.

Grupele de aşchiabilitate a oţelurilor inoxidabile. În funcţie de aşchiabilitatea oţelurilor inoxidabile, încercările efectuate au dus la următoarea clasificare :

— grupa 1 — oţeluri inoxidabile cu structura feritică, marca 8C 155, oţeluri cu structura ferito-martensitică, marca 20C 130 ;

— grupa 2 — oţeluri inoxidabile cu structura martensitică, marca 40C 130 ;

— grupa 3 — oţeluri inoxidabile cu structura martensitică, marca 90C 180 ;

— grupa 4 — oţeluri inoxidabile cu structura austenitică, marca 13 NC 185 şi 13 NC ;

— grupa 5 — oţeluri inoxidabile cu structura ferito-austenitică, marca 13 MC 180.

Schemele de aşchiere la filetarea cu cuţitul normal. Schemele de aşchiere stabilite se deosebesc prin direcţia de deplasare a sculei la fiecare trecere.

O schemă se caracterizează prin aceea că, după fiecare trecere, cuţitul se deplasează în direcţie transversală pe o adîncime determinată, perpendiculară la axa filetului piesei de prelucrat.

Această metodă se aplică la tăierea filetului cu pasul pînă la 2,5 mm.

În scopul uşurării condiţiilor de evacuare a aşchiilor, al ridicării durabilităţii cuţitului şi al productivităţii prelucrării, la trecerile de degroşare este necesar, în afară de deplasarea transversală, să se dea cuţitului şi o deplasare axială (fig. 1, *a* : r_1 — raza cuţitului de degroşare ; r_2 — raza cuţitului de finisare).

Altă schemă de aşchiere se caracterizează prin aceea că cuţitul se deplasează după fiecare trecere de degroşare sub un unghi egal cu unghiul profilului filetului (fig. 1, *b*).

Datorită deplasării cuţitului sub un unghi egal cu profilul filetului, îndepărtarea aşchiilor se face progresiv, numai pe un flanc, uşurîndu-se considerabil procesul de aşchiere. Schema aceasta nu asigură însă precizia prelucrării filetului, fapt pentru care se aplică numai la operaţia de degroşare.

Pentru asigurarea preciziei filetului prelucrat, trecerile de finisare se vor face prin deplasarea cuţitului în direcţie perpendiculară pe axa filetului piesei (fig. 1, *c*).

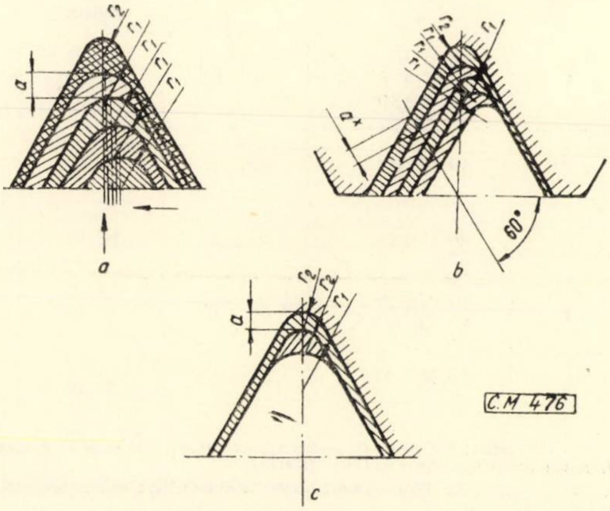


Fig. 1

În figura 2 sînt ilustrate două metode de fixare a cuţitului pentru filetare după schema de aşchiere din figura 1, *b*.

În cazul filetului cu pasul $p > 3$ este indicat a se lucra cu două cuţite : unul pentru degroşare, lucrînd ca în figura 2 şi unul pentru finisare, lucrînd conform schemei din figura 1, *c*.

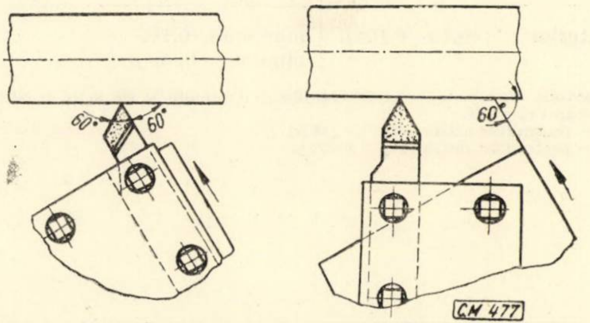


Fig. 2

În cazul filetului cu $p \leqslant 2,5 \ldots 3$ se va lucra conform schemei din figura 1, *a* la degroşare şi schemei din figura 1, *c* la finisare.

Materialele şi parametrii geometrici ai părţii aşchietoare a cuţitelor normale de filet. Materialele şi parametrii geometrici ai părţii aşchietoare a cuţitelor se stabilesc conform tabelei 1, tabelei 2 şi figurii 3 (fig. 3, *a* — cuţit cu tăiş din oţel rapid ; fig. 3, *b* — cuţit cu plăcuţă din carbură metalică ; φ — unghi de profil pentru $\gamma = 0$).

Tabela 1

Nr. grupei de așchiabilitate	Marca materialului	Rezistența de rupere σ_r, kgf/mm²	Materialul părții așchietoare a cuțitului		Parametrii geometrici ai părții așchietoare a cuțitului			
			carburi metalice (grupa de utilizare)	oțel rapid	cu plăcuța din carburi metalice		cu tăișul din oțel rapid	
					unghiul de degajare γ^0	unghiul de așezare α^0	unghiul de degajare γ^0	unghiul de așezare α^0
1	8 C 155 13 C 130 20 C 130	50–65	P 10	RW 180 RK 50	6°–8°	8°–10°	10°–15°	10°–12°
2	40 C 130	65–75	K 40	RW 180 RK 50	4°–6°	6°–8°	7°–10°	8°–10°
3	90 C 180	75–90	K 40	RW 180 RK 50	0°	4°–6°	10°–12°	6°–8°
4	13 NC 185 13 NC 185 X	60–75	P 10	RW 180 RK 50	5°–8°	6°–8°	8°–10°	8°–10°
5	13 MC 180	75–100	P 10	RW 180 RK 50	0°–5°	6°–8°	4°–6°	6°–8°

Observații: 1. Cuțitele cu partea așchietoare din oțel rapid se recomandă a se utiliza numai la prelucrarea filetului în clasa de precizie fină și semifină. Duritatea părții așchietoare va fi 63–65 HRC.

2. Pentru a mări durabilitatea sculelor, piesele ce urmează a fi filetate trebuie să fie teșite (dacă este posibil) sub un unghi de 20–30° față de ax.

Tabela 2

Filet	Cuțit pentru degroșare pentru pas⩾3 mm	Cuțit pentru finisare
	fațeta la vîrf f_0	
Exterior	$(0{,}25-0{,}30)\,p$	maximum $0{,}166\,p$ minimum $0{,}166\,p-0{,}037\sqrt[3]{p}$
Interior	$(0{,}15-0{,}18)\,p$	maximum $0{,}108\,p$ minimum $0{,}08\,p$

Observații. Se admite și execuția cuțitului cu o rotunjire la vîrf în loc de fațetă. Valoarea r_0 va fi:
- pentru filet exterior: $r_0 = 0{,}144$ p;
- pentru filet interior: $r_0 = 0{,}072$ p.

Tabela 3

Tipul cuțitului	Pasul filetului p, mm	Materialul părții așchietoare a cuțitului	
		plăcuță din carburi metalice	oțel rapid
		mărimea uzurii h_3,mm	
Degroșare	⩾ 3	0,50–0,60	0,60–0,80
Finisare	⩽ 1	0,20–0,25	0,25–0,40
	⩾ 1	0,25–0,30	0,30–0,40

Observație. Valorile mai mici se vor considera pentru filetele precise, iar cele mai mari pentru filete în clasa de precizie grosolană.

Tabela 4

Nr. grupei	Marca materialului prelucrat	Grosimea așchiei în secțiunea radială a, mm			
		filet exterior		filet interior	
		treceri de finisare	treceri de degroșare	treceri de finisare	treceri de degroșare
1	8 C 155; 13 C 130; 20 C 130	0,06–0,08	0,18–0,24	0,06–0,08	0,15–0,2
2	40 C 180	0,08–0,10	0,16–0,20	0,08–0,10	0,13–0,16
3	90 C 180	0,08–0,10	0,16–0,20	0,08–0,10	0,13–0,16
4	13 NC 185; 13 NC 180X	0,07–0,09	0,14–0,18	0,07–0,09	0,11–0,14
5	13 MC 180	0,08–0,10	0,16–0,20	0,08–0,10	0,13–0,16

Observații: Pentru o încărcare uniformă a cuțitului, primele treceri se vor lua către limita superioară, iar ultimele către limita inferioară.

Tabela 5

Pasul filetului	Numărul grupei şi marca materialului de prelucrat								
	1			2, 3, 5			4		
	cu avans radial şi axial, fig. 1, *b*	cu avans radial, fig. 1, *a* şi 1, *c*		cu avans radial şi axial, fig. 1, *b*	cu avans radial, fig. 1, *a* şi 1, *c*		cu avans radial şi axial, fig. 1, *b*	cu avans radial, fig. 1, *a* şi 1, *c*	
	degroşare	degroşare	finisare	degroşare	degroşare	finisare	degroşare	degroşare	finisare
0,75	—	2−3	1−2	—	2−3	1−2	—	3−4	1−2
1,0	—	2−3	1−2	—	2−3	1−2	—	3−4	1−2
1,25	—	3−4	1−2	—	3−4	1−2	—	3−5	1−2
1,50	—	3−4	2−3	—	3−4	2−3	—	4−5	2−3
1,75	—	4−5	2−3	—	4−5	2−3	—	5−6	2−3
2,00	—	4−5	2−3	—	4−5	2−3	—	5−7	2−3
2,50	—	5−6	2−3	—	5−6	2−3	—	7−9	2−3
3,00	6−8	—	3−4	7−9	—	2−4	8−10	—	2−4
3,5	7−9	—	3−5	8−10	—	2−4	9−11	—	2−4
4,0	8−10	—	4−6	9−11	—	3−5	11−13	—	3−5
4,5	10−12	—	4−6	10−13	—	4−6	12−14	—	4−6
5,0	11−13	—	4−6	12−14	—	4−6	14−16	—	4−6
5,5	12−14	—	4−6	13−15	—	4−6	15−17	—	4−6

Observaţii : Limita inferioară a numărului de treceri este valabilă pentru cuţite cu plăcuţă din carburi metalice, iar limita superioară pentru cuţite cu tăiş din oţel rapid.

Pentru filetele precise se va mări numărul de treceri de finisare peste cele din tabelă cu 1 − 3 treceri.

Pentru tăierea filetului interior, numărul de treceri corespunzător este cel din tabela 6 mărit cu 25 %.

Trecerile de degroşare se fac astfel : — pentru filet cu $p < 3$ mm, cu avans radial, după schema din figura 1, *a* şi 1, *c* ; — pentru filet cu $p > 3$ mm, cu avans radial, şi axial, după schema din figura 1, *b* şi poziţia suportului ca în figura 2.

Trecerile de finisare se vor face cu avans radial după schema din figura 1, *c*.

Criterii de uzură a cuţitului. Uzurile admisibile ale cuţitelor normale de filet sînt date în tabela 3.

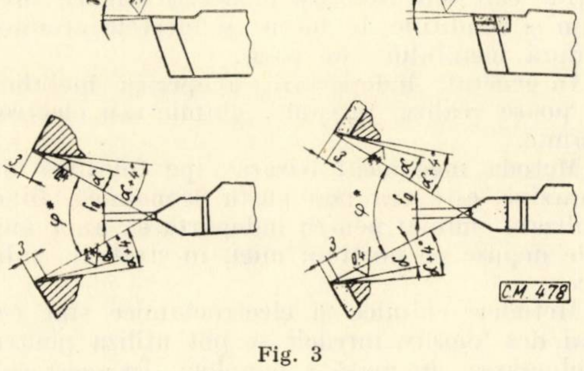


Fig. 3

Regimul de aşchiere. Elementele regimului de aşchiere sînt determinate la o durabilitate a sculei de 20 min şi sînt ilustrate în tabele : adîncimea de tăiere în tabela 4, numărul

Tabela 6

Pasul filetului, mm	Numărul grupei de aşchiabilitate				
	1	2	3	4	5
	8 C 155 13 C 130 20 C 130	40 C 130	90 C 180	13 NC 185 13 NC 185X	13MC180
	viteza de aşchiere V, m/min				
Pînă la 1	110−130	95−110	75−90	35−45	24−30
1−2	100−120	75−95	60−75	28−38	22−27
2−3	90−110	70−90	56−70	25−30	16−24
3−4	65−90	60−80	45−65	20−25	15−22
4−5	60−80	45−55	35−44	15−20	13−17

Observaţii : Limitele inferioare ale valorilor vitezei de aşcheiere se vor utiliza la degroşare, iar limitele superioare se vor utiliza la finisare.

Se limitează viteza de avans pînă la maximum 1 200 − 1 600 mm/min. În cazul în care se va depăşi această valoare, se va lucra cu viteze mai mici, respectiv cu cuţite din oţel rapid. Dacă lăţimile degajărilor nu permit scoaterea din aşchie a cuţitelor, se va lucra cu cuţitul întors (faţa de degajare în jos) de la degajare către partea anterioară a filetului. În cazul în care nu se urmăreşte o calitate superioară a suprafeţelor flancurilor filetului, vitezele se pot micşora pînă la 20 − 30 %.

de treceri în tabela 5, vitezele de așchiere la tăierea filetului cu cuțit avînd tăișul din carburi metalice în tabela 6 și coeficienții de corecție ai vitezei în cazul condițiilor modificate de lucru în tabela 7, *a*, *b*, *c*.

Lichide pentru răcire și ungere. La prelucrarea filetului pieselor din oțeluri inoxidabile cu cuțitul se recomandă să se folosească următoarea rețetă : sulfofrezol 60% + petrol 25% + acid oleic 15%.

Cu mai mică eficiență, în lipsa rețelei indicate, se mai poate folosi : la materialele din grupele 1 și 6 — emulsie, pentru materialele din grupele 2 și 3 — ulei de rapiță, iar la materialele din grupele 4 și 5 — emulsie cu circa 25 % ulei de rapiță.

Emulsia are următoarea compoziție : 20% ulei emulsionabil, 0,5—1% nitrat de sodiu și apă.

Tabela 7a

Numărul grupei de așchiabilitate	Materialul părții așchietoare a cuțitelor				
	P01	P10	K20	K40	RK 50 RW 180
1	0,75	1	—	—	0,5—0,6
2	—	—	1,10	1,00	0,5—0,6
3	—	—	1,10	1,00	0,5—0,6
4	0,85	1	—	—	0,6—0,7
5	0,85	1	—	—	0,35—0,45

Tabela 7b

Uzura cuțitului h_3, mm	Coeficient k_{v2}
0,2	0,75
0,3	0,90
0,4	1,00
0,5	1,07
0,6	1,15
0,8	1,2

Tabela 7c

Filet exterior	Filet interior	
	$d \leqslant 100$	$d \geqslant 100$
$k_{v3} = 1$	$k_{v3} = 0{,}6 - 0{,}7$	$k_{v3} = 0{,}8$

Observații : În cazul lucrului la strungul revolver se va aplica un coeficient $k_{v4} = 0{,}85$.

La tăierea filetului cu cuțite din oțel rapid se va lucra totdeauna cu lichid de răcire și ungere.

Viteza de așchiere v_a în cazul condițiilor modificate se calculează cu formula : $v_a = k_{v1} \cdot k_{v2} \cdot k_{v3} \cdot k_{v4} \cdot v$, unde v este viteza de așchiere indicată în tabela 6, iar k_{v1}, k_{v2}, k_{v3} și k_{v4}, coeficienții din tabela 7.

CZ. 621.793.058 : 66.062 : 621.357

Metode chimice și electrochimice pentru dizolvarea acoperirilor metalice

Livia STRAT și Liliana OPREAN

În tehnica protecției suprafețelor prin acoperiri metalice există o continuă preocupare de a se stabili noi metode pentru realizarea depunerilor respective. Concomitent cu aceasta este însă absolut necesar de a se studia și posibilitățile de îndepărtare a straturilor depuse, operație care se efectuează în vederea unor scopuri bine definite și anume :

— reacoperirea pieselor pe care — din anumite motive — s-a aplicat o depunere necorespunzătoare condițiilor de exploatare ;

— reacoperirea pieselor, al căror strat protector metalic s-a deteriorat cu timpul ;

— analiza straturilor metalice depuse ;

— determinarea grosimii straturilor prin diferență de greutate.

În condițiile de lucru moderne la care automatizarea parțială sau totală permite o prelucrare a cîteva mii de piese zilnic, dereglarea unei băi de galvanizare are ca repercusiune depunerea defectuoasă a straturilor metalice și, respectiv, rebutarea unor cantități mari de produse. Ori, în lumina noilor Directive ale Partidului, eforturile tehnicienilor din toate domeniile trebuie să fie continuu polarizate — în special — pentru evitarea rebuturilor posibile, implicit pentru salvarea pieselor finite. De aceea, specialiștii din domeniul galvanizării trebuie să cunoască perfect soluțiile care sînt folosite în aceste cazuri, precum și condițiile de lucru și efectele produse asupra metalului de bază.

În general, îndepărtarea acoperirii metalice se poate realiza mecanic, chimic sau electrochimic.

Metoda mecanică, bazată pe folosirea de abrazive, este cea mai puțin economică, fiind utilizată numai pentru îndepărtarea unor metale depuse pe porțiuni mici, în straturi subțiri.

Metodele chimice și electrochimice sînt cel mai des folosite întrucît se pot utiliza pentru prelucrarea în masă a pieselor. În acest caz se evită pe cît posibil atacarea materialului de bază, lucrîndu-se în acest scop cu electroliți cu o cît mai mare activitate față de metalul de acoperire și cît mai redusă față de metalul de bază.

Procedeele chimice, mai avantajoase decît cele mecanice, presupun numai o simplă imersie a pieselor; necesită însă o continuă regenerare a băii care se uzează în timp.

Procedeele electrochimice sînt cel mai des utilizate întrucît au o durată de viaţă mult mai mare, putînd funcţiona atît pentru îndepărtarea cît şi pentru depunerea straturilor metalice, fiind folosite în unele cazuri şi soluţiile de la lustruirea sau decaparea electrochimică. Piesele sînt legate la anod, catodul trebuind să fie constituit dintr-un material neatacabil de către electrolit. Evident, condiţiile optime de lucru se stabilesc în urma unor încercări prealabile, ţinîndu-se seamă în principiu de următoarele elemente:

— creşterea activităţii unei băi se va realiza de preferinţă prin ridicarea temperaturii şi introducerea de agitaţie şi nu prin mărirea densităţii de curent; creşterea polarizaţiei de concentraţie favorizează apariţia fenomenului de pitting;

— este recomandabil a se lucra la densităţi mici de curent, în special cînd straturile depuse sînt groase, deoarece ar exista posibilitatea de atacare a metalului de bază.

Se va ţine seamă de modificările care pot interveni în calitatea suprafeţei metalului de bază în urma dizolvării acoperirii, acesta putînd foarte uşor trece într-o stare pasivă care trebuie anihilată înainte de reintroducerea pieselor la noi operaţii de galvanizare. Anumite adaosuri în baie, introduse în scopul micşorării cantităţii de apă din electrolit, au un efect favorabil asupra dezactivizării chimice a metalului de bază. Dintre acestea se citează: glicerina, alcoolul, zahărul sau perhidrolul (ca atare sau combinat cu o soluţie de amoniac). Pentru uşurarea dizolvării se recomandă ca eficace tratamentul catodic în acid clorhidric înainte de dizolvare.

Variaţia compoziţiei metalului, a grosimii straturilor, a intervalului dintre depunere şi redizolvare, sînt factori care pot modifica activitatea unui electrolit. De aceea soluţiile propuse vor constitui doar un element de bază, ele trebuind să fie adaptate la condiţiile existente.

În cele ce urmează sînt prezentate metodele de lucru uzuale, aplicarea lor fiind condiţionată de cele expuse anterior.

Trebuie subliniat faptul că, în general, operaţia de dizolvare este nefavorabilă pentru starea suprafeţei piesei cît şi pentru condiţiile ulterioare de acoperire. De aceea, acestea se vor lua ca atare în considerare, continuîndu-se însă a se lucra cît mai îngrijit şi cu un control cît mai riguros în cursul operaţiilor de acoperiri metalice, pentru a le putea elimina cu desăvîrşire.

În tabela 1 s-au notat într-o coloană separată metodele de lucru care pot fi folosite şi pentru determinarea grosimii straturilor, deşi această tehnică de dublă cîntărire este laborioasă şi mult depăşită de aparatura modernă cu care se poate efectua un control operativ în uzine şi întreprinderi.

Cînd se aplică dizolvarea în aceste scopuri, metalul de acoperire trebuie perfect îndepărtat cu soluţii care atacă în măsură cît mai redusă metalul de bază.

Calculul grosimii stratului se efectuează cu ajutorul formulei:

$$m = \frac{G_1 - G_2\ 10\,000}{S\gamma},$$

în care:

m este grosimea medie, μm;

G_1 — greutatea piesei înainte de dizolvarea acoperirii, g;

G_2 — greutatea piesei după dizolvarea acoperirii, g;

γ — greutatea specifică a metalului de acoperire, g/cm^3;

S — suprafaţa piesei, cm^2.

În cazul metodei electrochimice se poate folosi pentru verificare calcularea grosimii stratului depus, cu formula:

$$m = \frac{K D_a t\eta}{\gamma 60},$$

în care:

m este grosimea medie, μm;

K — echivalentul electrochimic al metalului care se dizolvă, g/Ah;

D_a — densitate de curent, A/dm^2;

η — randament de curent (0,9—0,8 etc.);

γ — greutatea specifică a metalului de acoperire, gf/cm^3;

t — timpul de dizolvare, min.

În continuare, se prezintă în tabela 1, metodele, soluţiile şi condiţiile de lucru utilizate pentru dizolvarea acoperirilor, în funcţie de metalul de bază.

Tabela 1

Metalul de acoperire care se îndepărtează	Metalul de bază	Metoda de dizolvare	Soluția pentru dizolvarea acoperirii	Condiții de lucru	Metoda folosită și pentru determinarea grosimii stratului
Nichel	oțel, cupru, alamă	electrochimică	acid sulfuric 66°Bé 1 l glicerină 9,8 g apă 0,5 cm^3/l	tensiune 6 V temperatură 20–25°C se poate adăuga CuSO$_4$ 25 g/l	da
			acid sulfuric (densitate (1,84) 710 c^3/l sulfat de cupru 5 g/l glicerină 5 g/l	densitate curent 5–10 A/dm^2 tensiune 4–8 V catod de plumb temperatură 20–25°C	da
			acid sulfuric 1 l apă 0.66 l glicerină sau sulfat de cupru 30 g/l	densitate curent 5–10 A/dm^2 tensiune 4–8 V catod de plumb temperatură 20–25°C	da
			azotat de sodiu 360–480 g/l	temperatură 95°C densitatea curentului 10 A/dm^2 pH 6–8 catod de oțel, agitație	nu
	oțel	electrochimică	acid sulfuric 50%, în volume	tensiune 2 V densitatea curentului 5–10 A/dm^2 catod de plumb	nu
			anhidridă cromică 240 g/l acid boric 30 g/l	temperatură 85°C densitatea curentului 1 A/dm^2 catod de plumb	da
	cupru, alamă	electrochimică	sulfocianură de sodiu 100 g/l sulfit de sodiu 100 g/l	temperatură 20–25°C densitatea curentului 2 A/cm^2 tensiune 3 V	nu
			acid clorhidric concentrat 12,6 g apă 1 l	temperatură 20–25°C catod de grafit	nu
	cupru, alamă, straturi subțiri	electrochimică	acid clorhidric concentrat 0,127 g apă 1 l	densități mici de curent	
	zamac	electrochimică	acid sulfuric concentrat 477 cm^3/l acid fosforic 277 cm^3/l acid cromic 3,2 g/l		nu
	zinc turnat	electrochimică	acid sulfuric concentrat 50–55%	tensiune 9 V temperatură 66°C	nu
	magneziu	electrochimică	acid fluorhidric 15–25% azotat de sodiu 2%		
	zinc, aluminiu	electrochimică	acid sulfuric concentrat	se va asigura un contact perfect între bara anodică și piesă înainte de introducerea în baie	nu
	orice piesă metalică	chimică	bicromat de potasiu 50 g/l acid sulfuric concentrat 100 g/l		nu
			acid azotic 36° Bé 1 p acid sulfuric 60° Bé 2 p	se lucrează la cald	da
			acid sulfuric concentrat 2 vol. acid azotic concentrat 2 vol. acid clorhidric concentrat 1/16 vol. apă 1 vol.	temperatură 20–25°C la cald crește eficacitatea soluției	da

(continuare)

Metalul de acoperire care se îndepărtează	Metalul de bază	Metoda de dizolvare	Soluţia pentru dizolvarea acoperirii	Condiţii de lucru	Metoda folosită şi pentru determinarea grosimii stratului
Nichel	oţel	chimică	acid azotic densitate 1,50 85–95% acid azotic concentrat 3,78 l acid clorhidric 0,003 l	temperatură 20–25°C	nu
Crom	oţel (sau piese nichelate cromate cînd se păstrează nichel)	electrochimică	hidroxid de sodiu 50 g/l sulfit de sodiu 1–? g/l	densitate de curent 1–4 A/dm² tensiune 5 temperatură 20–25 C° catod de fier	da
			carbonat de sodiu 48,75 g/l	densitate de curent 5 A/dm² temperatură 20–25°C inversare de curent ; la 66°C se lucrează cu 2 A/dm² pentru reducere de pitting	da
			hidroxid de sodiu 52,5 g/l carbonat de sodiu 73,8 g/l	densitate de curent 7,5 A/dm²	da
	oţel, nichel, cupru sau aliaje cupru oţel, nichel	electrochimică	hidroxid de sodiu 45 g/l	inversare curent tensiune 6 V temperatură 20–25°C	da
			orice soluţie utilizată pentru decapare anodică		nu
	zinc	electrochimică	carbonat de sodiu 100 g/l	temperatură 20–25°C densitatea de curent 2 A/dm²	da
	cupru şi aliaje de cupru	chimică	acid clorhidric concentrat 500 cm³/l	temperatură 20–25°C	da
	oţel	chimică	acid clorhidric concentrat 5–20%	temperatură 20–60°C soluţia atacă uşor şi oţelul	da
	cupru, alamă, nichel	chimică	acid clorhidric de orice concentraţie	eficienţa creşte cu ridicarea temperaturii. După spălare piesele se trec imediat la acoperirile ulterioare	da
			acid sulfuric concentrat		da
Crom-nichel cupru	oţel sau aluminiu	electrochimică	acid fosforic 2,88 l trietanolamină 0,96 l	densitate de curent 10 A/dm² temperatură 66–94°C	nu
Cadmiu	oţel	electrochimică	hidroxid de sodiu 80 g/l cianură de sodiu 30 g/l apă 1 l	densitate de curent 3–4 A/dm² catod de oţel sau de nichel	da
		chimică	acid clorhidric concentrat 50% trioxid de stibiu 1 g/l		da
			azotat de amoniu 120 g/l	temperatură 40°C	da
	oţel, cupru, alamă	chimică	acid clorhidric concentrat 3,78 l trioxid de stibiu 56 g apă 0,23 l	temperatură 20–25°C	da
			azotat de amoniu 453 g/l	temperatură 20–25°C	da
Cupru, alamă	oţel	electrochimică	anhidridă cromică 250 g/l	densitate de curent 5 A/dm² temperatură 15–20°C catod de plumb	nu
			azotat de sodiu 180 g/l	densitate de curent 2 A/dm² temperatură 15–20°C	nu

(continuare)

Metalul de acoperire care se îndepărtează	Metalul de bază	Metoda de dizolvare	Soluția pentru dizolvarea acoperirii	Condiții de lucru	Metoda folosită și pentru determinarea grosimii stratului
Cupru, alamă	zinc, oțel	electrochimică	sulfură de sodiu 120 g/l $Na_2S.9H_2O$	densitate de curent 2 A/dm^2 tensiune 2 V temperatură 20–25°C	nu
			anhidridă cromică 200–250 g/l acid sulfuric concentrat pînă la raportul $CrO_3/H_2SO_4 = 100/1$	densitate de curent 7–14 A/dm^2 tensiune 6–12 V temperatură 20–25°C	nu
			cianură de sodiu 90 g hidroxid de sodiu 15 g apă distilată pînă la 1 000 cm^3	densitate de curent 0,5–1 A/dm^2 tensiune 6 V catod de oțel temperatură 20–25°C	da
	metale feroase	chimică	anhidridă cromică 500 g/l acid sulfuric concentrat 50 g/l	temperatură 20–25°C pentru grosimi mari de strat se lucrează la cald	da
			cianură de sodiu 100 g/l	temperatură 60–70°C	da
			orice soluție cu care se îndepărtează cupru sau alamă de pe oțel		da
	zinc	chimică	amestec de : sulf 32 g sulfură de sodiu 250 g ($Na_2S.9H_2O$) apă 1 l	se lucrează la rece sau la cald	da
Alamă	oțel	chimică	persulfat de amoniu 75 g/l hidroxid de amoniu 300 cm^3/l hidroxid de amoniu 500 cm^3/l perhidrol 100 cm^3/l cianură de sodiu 30 g/l perhidrol 29,05 cm^3/l	soluție nestabilă. Se reînnoiește continuu	nu nu da
Staniu	oțel	electrochimică	hidroxid de sodiu 100 g/l	temperatură 20–25°C catod de oțel	nu
			hidroxid de sodiu 98 g/l metasilicat de sodiu 75 g/l tartrat de sodiu și potasiu 52 g/l apă distilată pînă la 1 000 cm^3	temperatură 80°C densitatea de curent 2–4 A/dm^2 catod de oțel	da
		chimică	acid clorhidric concentrat trioxid de stibiu 1 g/l		da
	alamă, bronz, cupru	electrochimică	hidroxid de sodiu 120 g/l	tensiune 6 V temperatură 20–25C°	da
			acid clorhidric	inversare de curent. Soluția poate ataca metalul de bază	nu
	metale neferoase	chimică	acid clorhidric concentrat		da
	aluminiu	chimică	sulfură de amoniu 75 g/l	soluție fierbinte	nu
Zinc	oțel	electrochimică	hidroxid de sodiu 100 g/l cianură de sodiu 20 g/l	densitate de curent 1–4 A/dm^2 tensiune 3–6 V temperatură 40°C catod de oțel	da
			hidroxid de sodiu 100 g/l	densitate de curent 2 A/cm^2	da
		chimică	acid clorhidric concentrat		nu

(continuare)

Metalul de acoperire care se îndepărtează	Metalul de bază	Metoda de dizolvare	Soluția pentru dizolvarea acoperirii	Condiții de lucru	Metoda folosită și pentru determinarea grosimii stratului
Zinc	oțel, aliaje cupru	chimică	acid clorhidric diluat		nu
			acid sulfuric diluat		nu
			azotat de amoniu 10–15%		da
			hidroxid de sodiu	se lucrează cu soluție fierbinte	nu
			acid clorhidric concentrat urmat de acid clorhidric concentrat 5–15% cu trioxid de stibiu 10–20 g/l	temperatură 20–25°C	da
			persulfat de amoniu 5% soluție amoniac (densitate 0,880) 10%	se prepară totdeauna soluții proaspete	nu
Oxid de aluminiu	aluminiu	chimică	acid fosforic 0,473 l acid cromic 448 g	temperatură 84–105°C durată 10 min	da
			acid azotic concentrat 10,35 l acid fluorhidric 3,78 l		nu
			acid cromic 18,75–20,25 g/l acid fosforic 31,2 cm^3/l agent de udare 0,58 g/l	temperatură 84–105°C	da
			acid fluorhidric 5–40% glicerină — rest în greutate		nu
Oxid de magneziu	magneziu	chimică	acid cromic 200 g/l	temperatură 50–72°C durată 3 min	da
Aliaj staniu nichel	cupru și aliaje de cupru	electrochimică	acid clorhidric 10%	densitate de curent 10 A/dm^2 temperatură 20–25°C	da
		chimică	acid fosforic	temperatură 135–200°C	nu
	oțel	electrochimică	acid sulfuric concentrat 10 l apă 7,5 l	inversare curent temperatură 20–25°C catod de plumb	da
Aliaj staniu zinc	oțel	chimică	hidroxid de sodiu 105 g/l clorat de sodiu 22,5 g/l	se lucrează aproape de punctul de fierbere. Soluții extrem de agresive	nu
Argint	oțel	electrochimică	cianură de sodiu 30 g/l apă 1 l	densitate curent 1–2 A/dm^2 catod de grafit	da
			hidroxid de sodiu 12–15 g/l cianură de sodiu 70–75 g/l apă 1 l	densitate curent 5 A/dm^2 tensiune 3–4 V catod de grafit	da
	alamă	chimică	acid sulfuric concentrat 1000 cm^3 acid azotic 50 cm^3/l	temperatură 40–70°C	da

CZ 691.536.4

Condiţiile termice minime impuse elementelor de construcţii

Nicolae N. DRĂGHICI

Încălzirea halelor industriale în timpul iernii este impusă de normele de protecţia muncii; în unele cazuri însă, această încălzire serveşte şi unor scopuri tehnologice.

Pe linia economiei de materiale se tinde la realizarea construcţiilor cu pereţi cît mai subţiri în măsura în care acest lucru nu afectează rezistenţa clădirii. Pe de altă parte, cercetările mai noi au arătat că, pentru a se obţine condiţii optime de muncă, este necesar ca diferenţa între temperatura suprafeţelor interioare θ_i şi temperatura aerului interior t_i, în direcţia normală la perete, să nu fie mai mare de 2,5°C. Această diferenţă $\Delta t_n = 2{,}5°C$ ar obliga însă la obţinerea unor rezistenţe termice mari, respectiv la soluţii neeconomice faţă de materialele utilizate pînă în prezent în tehnica construcţiilor. De exemplu, la o temperatură exterioară de calcul $t_e = -15°C$ şi o temperatură interioară $t_i = 20°C$, pentru a obţine o diferenţă de temperatură $\Delta t_n = 2{,}5°C$ ar fi necesar un perete de cărămidă plină de 1,25 m. Din această cauză normele internaţionale admit valori Δt_n mult mai mari. În continuare se analizează condiţiile termice minime care se impun elementelor de construcţii în funcţie de destinaţia încăperii şi se dau valorile Δt_n corespunzătoare pentru ţara noastră.

Pereţii exteriori şi acoperişuri (*tavane, terase*). În regim staţionar, temperatura suprafeţelor interiorare θ_i ale elementelor de construcţie este:

$$\theta_i = t_i - \frac{R_i}{R_0}(t_i - t_e). \qquad (1)$$

şi în consecinţă se obţine rezistenţa minimă necesară:

$$R_{0_{nec}} = \frac{t_i - t_e}{t_i - \theta_i} \cdot R_i = \frac{t_i - t_e}{\Delta t_n} \cdot R_i, \qquad (2)$$

în care R_0 este rezistenţa totală efectivă a elementului de construcţie, la transmisia căldurii iar R_i este rezistenţa interioară corespunzătoare.

Valorile normate Δt_n şi $R_{0_{nec}}$ la pereţi şi acoperişuri (tavane, terase), pentru cele trei zone climatice convenţionale, din ţara noastră, sînt date în tabela 1.

Calculul rezistenţei totale $R_{0_{nec}}$ s-a făcut considerînd pentru rezistenţa interioară o valoare $R_i = 0{,}143$ m² · h · grd/kcal, adică $\alpha_i = 7$ kcal/m² · h · grd.

Pentru încăperile din categoria IV (tabela 2), diferenţa de temperatură Δt_n este:

$$\Delta t_n = t_i - \theta = t_i - t_s,$$

unde t_s este temperatura de condensare a vaporilor de apă din aerul interior.

Determinarea rezistenţei $R_{0_{nec}}$ se poate face cu ajutorul diagramei din figura 1, care per-

Tabela 1

Pereţi exteriori				Acoperişuri (tavane, terase)			
Δt_n, grade	$R_{0_{nec}}$, m²·h·grad/kcal			Δt_n, grade	$R_{0_{nec}}$, m²·h·grad/kcal		
	zona I $t_e = -18°C$	zona II $t_e = -15°C$	zona III $t_e = -12°C$		zona I $t_e = -18°C$	zona II $t_e = -15°C$	zona III $t_e = -12°C$
12	0,45 0,51 0,57	0,42 0,48 0,54	0,40 0,44 0,49	12	0,45 0,51 0,57	0,42 0,48 0,54	0,40 0,45 0,50
10	0,49 0,52	0,45 0,48	0,41 0,44	8	0,61 0,65	0,55 0,59	0,50 0,54
8	0,61 0,65	0,56 0,60	0,51 0,54	7	0,68 0,74	0,63 0,67	0,57 0,61
$t_i - t_s$	conform diagramei din figura 1			$t_i - t_s$	conform diagramei din figura 1		
7	0,70 0,74 0,78	0,65 0,67 0,72	0,57 0,62 0,66	5,5	0,88 0,93 0,98	0,81 0,86 0,91	0,74 0,79 0,86
6	0,86 0,91 0,95	0,80 0,84 0,88	0,72 0,77 0,81	4,5	1,15 1,20 1,26	1,05 1,11 1,17	0,96 1,01 1,08

mite determinarea lui $R_{0_{nec}}$ în funcţie de temperatura interioară t_i, de umiditatea relativă φ_i şi temperatura exterioară t_e, în condiţiile evitării condensatului pe suprafaţa interioară

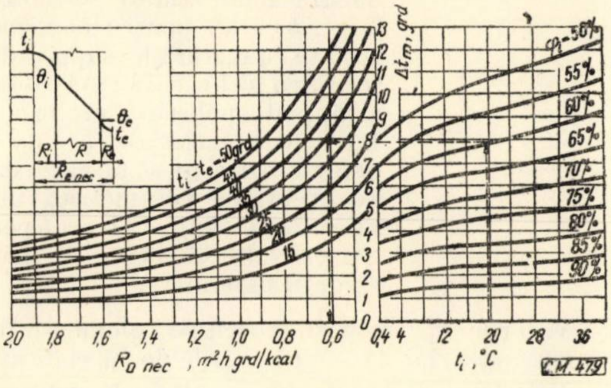


Fig. 1

a elementului de construcţie (de exemplu: $t_i = +20°C$, $\varphi_i = 60\%$, $t_e = -15°C$, rezultînd $R_{0_{nec}} = 0{,}63$ m² · h · grd/kcal). Din diagramă se observă că diferenţe Δt_n mai reduse de 4°C conduc la rezistenţe termice necesare $R_{0_{nec}}$ foarte mari; de exemplu, pentru $t_i = 20°C$, $t_e = -15°C$, $\Delta t_n = 4°C$, se ajunge la $R_{0_{nec}} = 1{,}25$ m²·h·grd/kcal, care este rezistenţa unui perete de zidărie de cărămidă de circa 0,75 mm grosime.

Datele din tabela 1, arată că, pentru ţara noastră, pierderile de căldură prin pereţi şi acoperişuri nu trebuie să depăşească limita superioară $K = 1...2{,}5$ kcal/m².h.grd, în funcţie de destinaţia clădirii şi de temperatura exterioară de calcul.

Tabela 2

Categoria	Destinaţia clădirii	Umiditatea relativă a aerului interior φ_i, %	Temperatura aerului interior t_i, °C
I	Hale cu regim de umiditate uscat şi degajări mari de căldură (laminare la cald, forje, presare la cald, tratamente termice etc.)	<45	20 25 30
II	Hale cu regim de umiditate uscat şi degajări de căldură neînsemnate (laminare la rece, sculării, reparaţii auto, construcţii metalice etc.)	<50	16 18
III	Hale cu regim de umiditate normală şi degajări de căldură neînsemnate (decapare, zincare, cositorire, nichelare, vopsire prin pulverizare etc.)	50—60	16 18
IV	Hale cu regim de umiditate ridicată în care nu se admite condensarea umezelii (filaturi, ţesătorii, vopsitorii, pielării etc.)	60—75	16—30
V	Teatre, cinematografe, şcoli, cluburi, încăperi anexe ale întreprinderilor etc.	50—60	16 18 20
VI	Spitale, grădiniţe de copii, creşe etc.	50—60	18 20 22

Pereţii masivi omogeni de cărămidă ai clădirilor clasice au o mare capacitate de acumulare a căldurii, amortizînd prin aceasta variaţiile bruşte ale temperaturii exterioare sau ale regimului de funcţionare a instalaţiei de încălzire. În schimb aceşti pereţi au următoarele dezavantaje: preţ de cost ridicat, greutate mare şi lipsă de posibilităţi de industrializare.

Necesitatea prefabricării pereţilor şi a reducerii greutăţii lor a dus la crearea pereţilor prefabricaţi compuşi din multe straturi cu funcţiuni distincte: de rezistenţă şi stabilitate, de etanşeitate, de izolare.

Prefabricarea pe scară mare a panourilor de pereţi exteriori a cerut în primul rînd reducerea greutăţii lor. Pentru a satisface această cerinţă esenţială a prefabricării, s-au introdus în ultimii ani tipurile de pereţi uşori sau pereţi-perdea. Faţă de un panou de perete prefabricat din beton, utilizat curent, care are circa 350 kg/m², un perete perdea are 15—50 kg/m².

În general, panourile de pereţi perdea se compun dintr-un strat decorativ exterior, un strat etanş, un strat izolant şi un strat interior.

Stratul exterior decorativ este reprezentat de obicei prin protecţia suplimentară care se dă stratului etanş şi, mai rar, prin elemente separate.

Stratul etanş este alcătuit din materiale care satisfac condiţiile de etanşeitate şi rezistă la intemperii (azbociment ondulat sau plat, plăci din materiale plastice, din aluminiu, sticlă etc.).

Pentru stratul izolant se poate folosi polistiren expandat (stiropor), plăci rigide de vată minerală, plută bitumată şi expandată etc., care prezintă o higroscopicitate redusă, rezistenţă mare la foc şi coeficient de tasare mic.

Pentru stratul interior se utilizează plăci din aşchii de lemn aglomerate (PAL), plăci de ipsos etc., care se apropie de caracteristicile necesare unui perete interior.

Fiind mult mai uşor decît panoul de beton, peretele-perdea are o stabilitate termică redusă. Din cauza aceasta, rezistenţa la transmiterea căldurii trebuie să fie mult mai mare decît la pereţii obişnuiţi. La clădirile moderne, unde pereţii exteriori au o suprafaţă redusă datorită suprafeţei mari a ferestrelor, importanţa inerţiei termice a peretelui exterior este mult mai mică.

În bilanţul total al pierderilor de căldură, pereţii exteriori au o pondere care, la clădirile de locuit, ajunge pînă la 50% din total, la halele industriale cu suprafaţă mică 25—30%, iar la cele cu suprafaţă mare, cu un singur nivel, acest procent este de 10–15% și scade foarte mult la clădirile industriale care necesită ventilații puternice.

Calculele economice arată că mărirea capacității de izolare a pereților prin folosirea unei izolații eficiente este de obicei compensată prin economiile realizate în investiții și exploatare la instalațiile de încălzire.

Datorită avantajelor lor economice, acoperișurile fără pod s-au extins în ultimul timp la aproape toate tipurile de clădiri. La clădirile cu mai multe etaje (locuințe și clădiri publice), acoperișul are o influență termică mai redusă în comparație cu pereții și cu ferestrele.

La clădirile industriale cu un singur nivel, prevăzute cu luminătoare, influența acoperișului (exclusiv luminătoarele) în bilanțul pierderilor de căldură este de 10–30%.

Ținînd seamă că la nivelul acoperișului apare o circulație mai intensă a aerului și o diferență mai mare de temperatură între aerul interior și cel exterior, rezultă că învelitorile și terasele necesită o izolație termică mai bună decît aceea a pereților. De asemenea, problema apariției condensatului este mult mai gravă la acoperișuri decît la pereți, deoarece temperatura aerului interior fiind mai ridicată în vecinătatea tavanului și conținutul de vapori din aer este mai ridicat, iar eventualele picături de rouă la tavanele orizontale sau la cele cu pante mici, căzînd în interior, provoacă importante stricăciuni. De aceea, rezistența $R_{0_{nec}}$ a acoperișurilor și teraselor trebuie să fie în general mai mare decît aceea a pereților (tabela 1).

Totodată trebuie avut în vedere că izolarea termică a acoperișurilor are ca scop și reducerea efectului radiației solare care, în zonele climatice cu temperatură de calcul de vară mai mare de +25°C, pune condiții mai pretențioase decît condițiile de protecție pe timp de iarnă.

Pentru a obține rezistențe termice R_0 comparabile între ele, la toate tipurile de pereți și acoperișuri, se folosește în practică așa-numita rezistență termică corectată:

$$R_{0_c} = \frac{R_0}{m \cdot n \cdot b}, \qquad (3)$$

în care:

R_0 este rezistența la transmiterea căldurii rezultate din calcul;

m – coeficient de masivitate care ține seamă de inerția termică a elementului de construcție și care are valoarea cuprinsă între limitele $m = 1 \ldots 1{,}20$;

n – coeficient care ține seamă de poziția elementului de construcție față de aerul exterior; în general $n = 0{,}6 \ldots 1$, iar pentru pereți exteriori și acoperișuri fără pod $n = 1$;

b – coeficient care ține seamă de natura materialului termoizolant: $b = 1{,}2$ pentru elemente izolate cu materiale supuse deformării și tasării (vată minerală, pîslă, polistiren etc.); $b = 1{,}1$ pentru materiale care nu se deformează și nu se tasează, dar au greutatea volumetrică mai mică de 400 kg/m^3; $b = 1$ pentru celelalte elemente de construcții exterioare.

Valorile R_{0_c} pentru diferitele elemente de construcție sînt date cu lucrările de specialitate.

Ferestre și luminătoare. La clădirile moderne în general, și mai ales la halele industriale, suprafața de perete exterior opac s-a redus considerabil față de suprafața ferestrelor și ușilor, încît s-a creat denumirea de perete vitrat.

Pereții vitrați prezintă avantaje mari datorită greutății lor reduse, posibilității ușoare de prefabricare și montaj rapid, asigurării unui bun luminat natural și rezolvării în condiții avantajoase a arhitecturii fațadelor. În schimb, acest tip de perete este dezavantajos în privința confortului termic prin marea lui permeabilitate la aer și căldură, prin suprafața mare rece pe care o prezintă spre interior în timpul iernii și prin marea lui transparență la radiațiile solare pe timpul verii.

Rezistențele termice normate, pentru ferestre, luminătoare și uși sînt indicate în tabela 3.

Datorită rezistenței reduse la transmisia căldurii, ferestrele și luminătoarele au o pondere mare în bilanțul pierderilor de căldură, ajungînd pînă la 60% din total. Aceasta a condus în ultimul timp la soluția clădirilor industriale fără lumină naturală, soluție care se impune în toate regiunile cu climă toridă sau foarte rece, unde combustibilul este scump, iar energia electrică este relativ ieftină, sau în cazul construcțiilor la care sînt necesare instalații interioare de climatizare.

În condițiile climatice din țara noastră la clădirile de locuit și cele social-culturale, protecția împotriva frigului se rezolvă prin montarea de cercevele cu geamuri duble, iar protecția împotriva însoririi prin perdele, jaluzele, rulouri etc. La halele industriale este economic să fie montate ferestre simple cu un singur rînd de geamuri, iar locurile fixe de muncă să fie așezate la o distanță mai mare de 2 m de ferestre. În ce privește protecția împotriva însoririi, cele mai bune rezultate se pot obține printr-o orientare favorabilă a pereților vitrați ai halelor, astfel ca să se evite în măsură cît mai mare însorirea suprafețelor cu geamuri.

Tabela 3

Denumirea	R_0. m².h.grd//kcal	K. kcal//m².h.grd
Ferestre exterioare		
Simple, de lemn cu geamuri simple	0,22	4,5
Simple, de lemn cu geamuri duble cu distanţa între geamuri de 6 mm	0,36	2,8
Simple, de lemn cu geamuri duble cu distanţa între geamuri de 12 mm	0,40	2,5
Duble de lemn	0,50	2,0
Simple de oţel cu geamuri simple	0,20	5,0
Simple de oţel cu geamuri duble cu distanţa între geamuri de 6 mm	0,29	3,4
Simple de oţel cu geamuri duble cu distanţa între geamuri de 12 mm	0,32	3,1
Duble, de oţel	0,36	2,8
Luminător simplu	0,20	5,0
Luminător dublu	0,33	3,0
Pereţi de sticlă rotalit	0,40	2,5
Vitrine cu ramă de beton	0,20	5,0
Ferestre interioare		
Simple spre camerele vecine	0,33	3,0
Duble spre camerele vecine	0,50	2,0
Luminător simplu spre pod	0,29	3,5
Luminător dublu spre pod	0,50	2,0
Uşi exterioare		
Simple de lemn	0,33	3,0
Simple de oţel	0,20	5,0
Simple de lemn cu geamuri pentru balcon	0,25	4,0
Duble de lemn cu geamuri pentru balcon	0,50	2,0
Uşi interioare	0,50	2,0

Deoarece rezistenţa la transmisia căldurii pe care o oferă geamurile simple este redusă, condensatul poate fi greu evitat cînd umiditatea interioară depăşeşte 60 %. Din această cauză, cu toate dezavantajele economice, cînd umiditatea relativă depăşeşte 70 % şi condensarea nu este admisă, ferestrele halelor industriale se prevăd cu geamuri duble.

La luminătoare, în general, nu se prevăd geamuri duble nici cînd umiditatea interioară este mărită, ci se prevăd sisteme adecvate de colectare a condensatului sau se iau măsuri speciale de spălare a geamurilor cu aer cald. La o umiditate a aerului interior mai mare de 60 % este necesar ca geamurile să aibă o înclinare faţă de orizontală mai mare de 45°.

Luminătoarele triunghiulare oferă posibilităţi mari de reducere a sarcinilor pentru acoperiş şi deci avantaje economice importante pentru structurile de rezistenţă ale halelor, dar sînt dezavantajoase în privinţa radiaţiei solare şi a condensării vaporilor de apă. Din aceste cauze luminătoarele triunghiulare se folosesc numai în cazul halelor cu umiditate relativ redusă, fără cerinţe de ventilare naturală, şi procese tehnologice mecanizate care nu necesită mulţi lucrători.

Utilizarea geamurilor colorate în albastru sau verde atenuează efectul radiaţiei solare, dar aceste geamuri sînt mai scumpe, necesită o majorare cu circa 30 % a suprafeţei geamurilor (pentru a se obţine aceeaşi iluminare naturală) şi în consecinţă măresc mult costul de investiţie şi de exploatare al instalaţiilor de încălzire. Ca urmare, peretele vitrat colorat este raţional numai pentru hale cu degajări mari de căldură şi care nu au instalaţii de încălzire.

Pardoseli. Pardoseala este singurul element de construcţie cu care corpul omului este în contact permanent. Pentru normarea pardoselilor din punct de vedere termic, se iau în consideraţie următoarele trei categorii de încăperi:

— încăperi în care se poate atinge direct pardoseala (locuinţe, cămine, creşe, spitale, şcoli etc.);

— încăperi în care se staţionează mult timp în acelaşi loc (birouri, puncte fixe de muncă în industrii, localuri publice etc.);

— încăperi de circulaţie în care nu se staţionează (coridoare, holuri, scări etc.).

Senzaţia de frig depinde de temperatura pardoselii şi de natura materialului din care se compune suprafaţa pardoselii.

În mod obişnuit, variaţiile de temperatură ale aerului interior fac să varieze fluxul de căldură care trece prin elementele de construcţie şi acesta, la rîndul său, face să varieze temperatura suprafeţelor interioare, în funcţie de capacitatea acestor suprafeţe de asimilare a căldurii în timp.

Caracterizarea materialului din care se compune pardoseala se face, de obicei, prin coeficientul de asimilare termică dat de expresia:

$$S_{24} = \sqrt{\frac{2\pi}{\tau_0}\lambda c \gamma} = 0{,}51\,\sqrt{\lambda c \gamma}, \qquad (4)$$

în care:

S_{24} este coeficientul de asimilare termică în kcal/m² · h · grd, raportat la $\tau_0 = 24$ ore;
λ — conductivitatea termică a materialului, kcal/m·h·grd;
c — căldura specifică, kcal/kg·grd;
γ — greutatea specifică aparentă, kgf/m³;
τ_0 — perioada de variaţie în ore (în general se consideră $\tau_0 = 24$ ore).

Condiţiile de confort maxim (unanim admise) sînt realizate cînd $\Delta t_n \leqslant 2{,}5$ grd, iar $S_{24} \leqslant 5$ kcal/m²·h·grd (valoarea $S_{24} = 5$ corespunde pardoselii de lemn).

Condiţia $S_{24} \leqslant 5$ elimină o serie de pardoseli calde folosite la noi, ca de exemplu pardoselile ceramice ($S_{24} = 8$), pardoselile de linoleum, pardoselile de cauciuc ($S_{24} = 6{,}20$), pardoselile de asfalt ($S_{24} = 11$), folosite în uzine, şi chiar pardoselile de chituci de lemn (pentru lemnul de fag sau stejar cu fibrele longitudinal pe fluxul de căldură $S_{24} = 6{,}60$).

Pe de altă parte, practica proiectării construcţiilor a arătat că, în cazul pardoselilor amplasate deasupra unui gang sau a unei treceri în aer liber (cum se întîlnesc deseori în arhitectura modernă), obţinerea unei diferenţe $\Delta t_n \leqslant 2{,}5$ grd este greu de realizat, mai cu seamă că trebuie asigurat un nivel unitar de pardoseală.

În cazul staţionării pe o pardoseală cu piciorul încălţat, influenţa materialului din care este formată pardoseala nu mai are practic nici o importanţă asupra senzaţiilor piciorului; ceea ce influenţează în mod deosebit senzaţia de confort a piciorului încălţat este temperatura suprafeţei pardoselii, temperatura şi viteza aerului din apropierea ei, precum şi durata de staţionare.

În ce priveşte temperatura suprafeţei pardoselii, ea nu trebuie să scadă în nici un caz sub anumite limite faţă de temperatura aerului interior t_i, pentru a nu avea suprafeţe reci în imediata apropiere a corpului omenesc, suprafeţe care ar provoca, prin radiaţie, senzaţia de frig.

Pe aceste considerente, prin standardul E 6472—61, s-a prevăzut ca temperatura pardoselii să fie suficient de ridicată, faţă de temperatura aerului interior, pentru a asigura o diferenţă maxim admisibilă Δt_n după cum urmează: la clădiri de locuit şi social-culturale $\Delta t_n < 4$ grd; la clădiri industriale de producţie şi încăperi destinate pentru circulaţie $\Delta t_n < 7$ grd.

Aceste date trebuie aplicate cu discernămînt; de exemplu, la holurile sălilor de spectacol, precum şi la fabricile de confecţii, de aparatură electronică etc., cu personal numeros şi care face o muncă fizică uşoară, este necesar a se adopta aceleaşi condiţii ca la clădirile social-culturale.

În hale cu personal redus şi locuri fixe de muncă se pot lua măsuri locale care să rezolve în mod economic problema confortului termic. Astfel, în hale cu umiditate ridicată, o pardoseală ieftină de beton rolat poate da bune rezultate din punct de vedere termic dacă la locul de staţionare a lucrătorului se introduce în beton o ţeavă de încălzire care să ridice temperatura pardoselii cu cîteva grade peste temperatura aerului din încăpere.

La încăperile de circulaţie, utilizate la intervale mari şi pe durate scurte, pardoseala nu prezintă importanţă din punct de vedere termic atîta timp cît se asigură aerului interior o temperatură corespunzătoare.

În general, trebuie avut în vedere că, atît în clădirile publice de mare circulaţie, cît şi în întreprinderi, se cere ca pardosela să poată fi uşor întreţinută prin spălare zilnică şi aceasta pune sub semnul întrebării o serie de pardoseli calde.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Barton, J. J.* Heating and Ventilating Principles and Practice. Londra, 1964.

[2] *Bonhomme, A.* L'isolation thermique des locaux d'habitation. Paris, 1960.

[3] *Eichler, Fr.* Neue wärme- und feuchtigkeitstechnische Berechnungsverfahren zur Dimensionierung von Aussenbauteilen. Berlin, 1964.

[4[*Georgescu, Şt.* şi *Andjulovici, Al.* Confortul termic în clădiri. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

BREVETE

Brevet nr. 48730 — 26.I.1965 — **Suspensie reglabilă** — ing. Doru Opincă

Invenţia (fig. 1) se referă la o suspensie reglabilă destinată vehiculelor autopropulsate pe două roţi.

Suspensia reglabilă este constituită din nişte arcuri elicoidale principale *1* şi *2*, separate între ele printr-o bucşă *3*, dintr-un arc elicoidal suplimentar *4*, care la partea superioară este fixat de o ureche *5*, iar la partea inferioară fiind solidarizat la un cilindru *6*. Acesta are rolul de a împiedica ieşirea unor bile de blocare *7* din nişte orificii *a* prevăzute într-un cilindru de sprijin *8*, atunci cînd vehiculul este încărcat cu o singură persoană şi arcul elicoidal suplimentar *4* nu participă la preluarea unei suprasarcini, deci cînd cilindrul de sprijin *8* se deplasează liber în interiorul cilindrului *6*. Partea inferioară a acestuia foloseşte pentru a transmite cilindrului de sprijin *8*, prin intermediul bilelor de blocare *7*, efortul din arcul suplimentar *4*, cînd acesta intră în funcţiune, intrare în funcţiune ce poate fi comandată la încărcarea vehiculului cu două persoane. Pentru aceasta, o piesă randalinată *9*, solidară cu cilindrul de sprijin *8*, este rotită faţă de un cilindru interior *10*, a cărui parte superioară este profilată sub forma unor came *b*, poziţia relativă a cilindrilor *8* şi *10* fiind asigurată cu ajutorul unui opritor cu bilă *11*. Rotirea cilindrului interior *10* nu se poate produce datorită faptului că acesta este fixat de o piesă *12*, care se cuplează cu o piuliţă *13* blocată într-un corp *14* al amortizorului suspensiei.

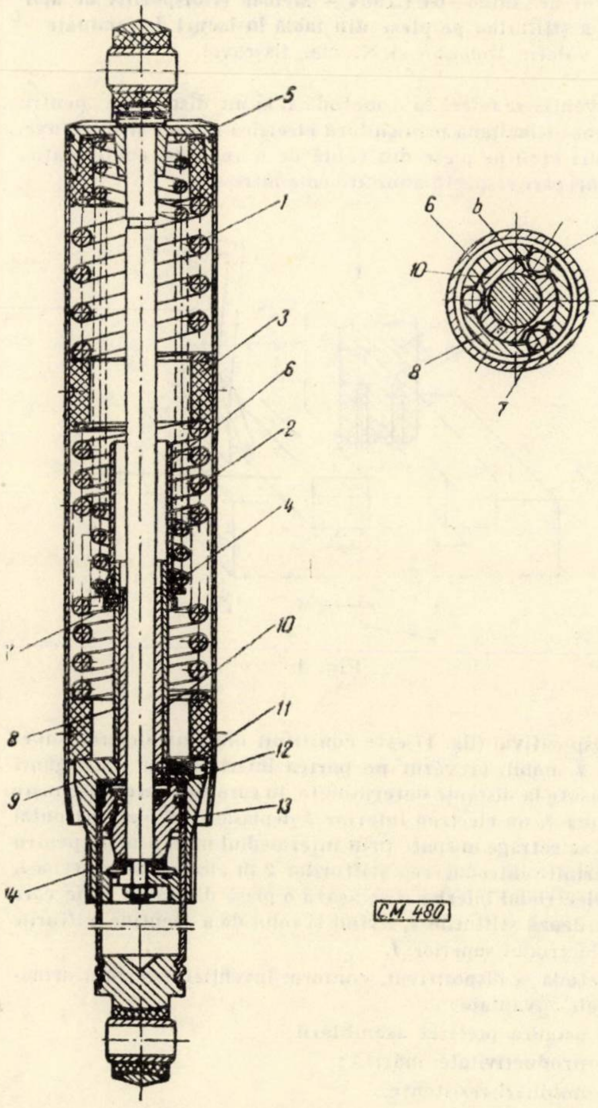


Fig. 1

La deplasarea în sus a părţii inferioare a suspensiei, conform figurii 1, bilele de blocare *7* se vor deplasa spre centru, cilindrul de sprijin *8* putînd aluneca liber în interiorul cilindrului *6*, iar la rotirea piesei randalinate *9* (deci şi a cilindrului de sprijin *8*) profilele *b* aparţinînd părţii superioare a cilindrului interior *10* ajung în dreptul bilelor de blocare *7*, pe care le împiedică să se deplaseze spre interior. În acest mod, la deplasarea în sus a părţii inferioare a suspensiei va fi antrenat şi cilindrul *6*, şi deci, şi arcul *4* va funcţiona împreună cu arcurile *1* şi *2*, realizînd creşterea rigidităţii suspensiei, corespunzătoare încărcării cu două persoane.

Suspensia reglabilă prezintă următoarele avantaje :

— construcţie simplă şi robustă ;

— caracteristică optimă de rigiditate.

Brevet nr. 48922—06.VI.1966 — **Mandrină reversibilă**. Bruno Friedrich Holtier şi Francisc Ervin Holtier

Invenţia se referă la o mandină reversibilă pentru tarozi, adaptabilă la maşinile de găurit.

Mandrina considerată este formată dintr-o carcasă fixă *1*, un capac *2* prevăzut cu o colivie *a*, în care sînt montate nişte bile *3*, ce se rostogolesc pe un inel *4*, fixat într-o bucşă *5* montată în carcasa *1* pe doi rulmenţi axiali *6* şi *6'* asiguraţi cu două piuliţe *7* şi *7'*, bucşa *5* care este terminată cu o tijă filetată *b* în care se înşurubează o mandrină de tip obişnuit (nefigurată). O tijă *8* prevăzută la partea inferioară cu o piesă *9* cu profil dublu conic primeşte o mişcare de rotaţie de la axul principal al maşinii de găurit (nefigurată) şi o mişcare de avans în sens axial, obligînd astfel piesa *9* să vină în contact cu bilele *3*, sau cu nişte bile *10* montate liber în

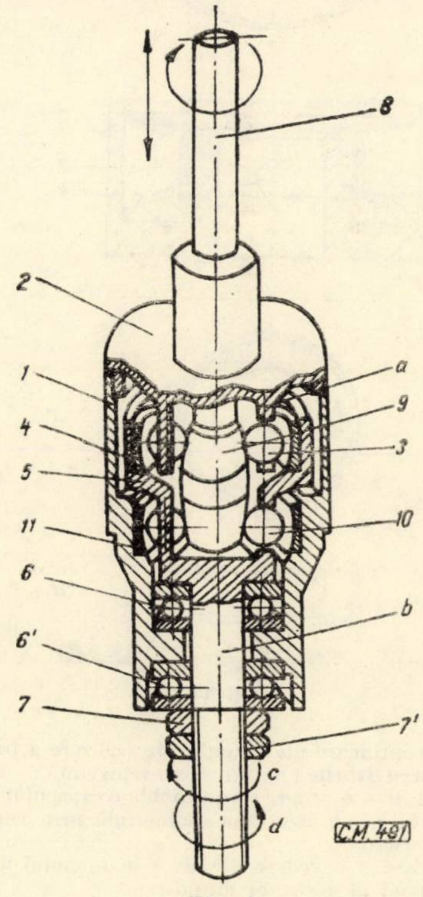


Fig. 1

bucșa *5* și care se rostogolesc pe un inel *11* fixat în carcasa *1*. La avansul de sus în jos al tijei *8*, piesa *9* transmite mișcarea de rotație prin intermediul bilelor *10* la bucșa *5* în sensul săgeții *c*, iar la schimbarea sensului avansului axial tot piesa *9* transmite o mișcare de rotație la bucșa *5* în sensul săgeții *d* prin intermediul bilelor *3*.

Mandrina prezintă următoarele avantaje:

— construcție simplă și robustă;

— poate fi adaptată la orice tip de mașină de găurit;

— mecanism silențios.

Brevet nr. 49025—16.III.1964 — **Capac de universal pentru mașinile-unelte.** Ing. Carol Csetri și Ioan Gavrea

Invenția se referă la o construcție modificată a capacelor de universale pentru mașinile-unelte și în special pentru strunguri, cu scopul reducerii greutății piesei finite, a consumului specific de material și a manoperei de execuție.

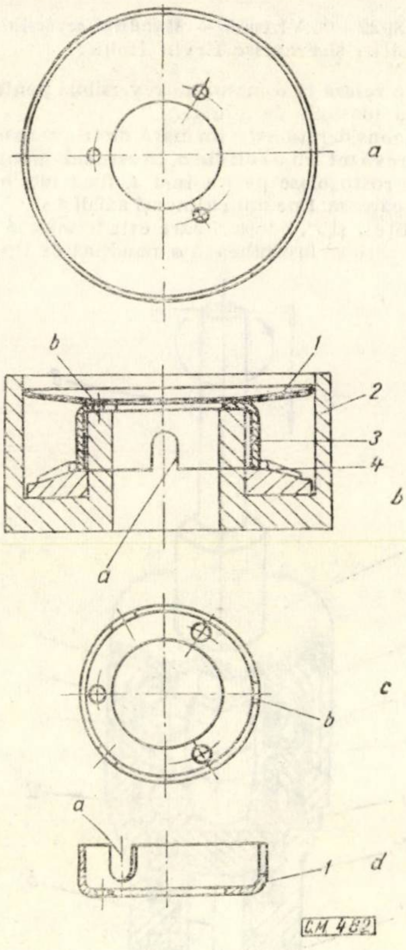


Fig. 1

Se dă în continuare un exemplu de realizare a invenției, în legătură și cu figurile 1 *a*, — 1, *d* care reprezintă:

— figura 1, *a* — o vedere de ansamblu a capacului;

— figura 1, *b* — o secțiune diametrală prin capacul și corpul universalului;

— figura 1, *c* — o vedere de sus a manșonului limitator al jocului axial al coroanei dințate;

— figura 1, *d* — o secțiune diametrală prin manșonul limitator.

Capacul de universal, conform invenției, este constituit dintr-un capac propriu-zis *1* executat din tablă subțire prin ambutisare și are rolul de protecție contra pătrunderii corpurilor străine în interiorul universalului *2*, un manșon *3* executat din tablă mai groasă tot prin ambutisare și prevăzut cu niște fante *a* care limitează jocul axial al unei coroane dințate *4* din interiorul universalului *2*, manșon care este prins de capacul *1* cu niște șuruburi (nefigurate) prin găuri comune *b*.

Capacul de universal, conform invenției, prezintă următoarele avantaje:

— elimină posibilitatea spargerii capacului de universal;

— consum specific de metal mult redus;

— volum redus de manoperă;

— greutatea universalului mult redusă.

Brevet nr. 49126—04.I.1964 — **Metodă și dispozitiv de aplicare a știfturilor pe piese din tablă în locuri determinate** — ing. Valeriu Doboșan și Nicolae Cașcaval

Invenția se referă la o metodă și la un dispozitiv pentru aplicare simultană prin sudură electrică a unor știfturi (axe, bolțuri etc.) pe piese din tablă de o anumită configurație, știfturi care respectă anumite cote între ele.

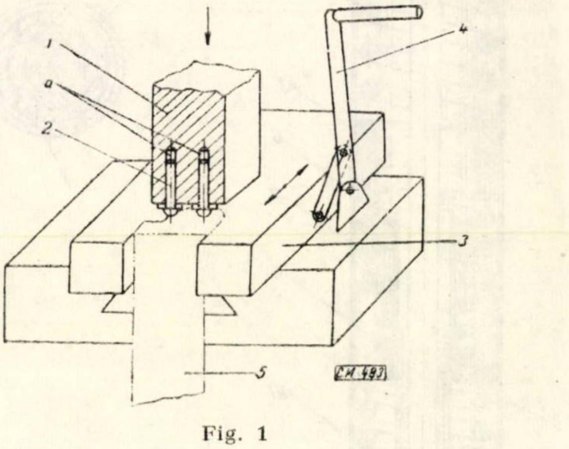


Fig. 1

Dispozitivul (fig. 1) este constituit dintr-un electrod superior *1* mobil, prevăzut pe partea inferioară cu niște găuri *a* plasate la distanțe determinate, în care sînt introduse niște știfturi *2*, un electrod inferior *3* deplasabil în plan orizontal care se retrage în spate prin intermediul unui braț *4*, pentru a permite introducerea știfturilor *2* în electrodul superior *1*. Pe electrodul inferior *3* se așază o piesă din tablă *5*, pe care se sudează știfturile *2*, avînd și rolul de a menține știfturile în electrodul superior *1*.

Metoda și dispozitivul, conform invenției, prezintă următoarele avantaje:

— asigură precizia asamblării;

— productivitate mărită;

— îmbinări rezistente.

Documentare

Un cap de frezare polivalent productiv şi economic. Livio Mina. U.S.A.P. (Sculărie specială de înaltă precizie). Fino Mornasco-Italia.

Interesul cu care a fost întîmpinată de specialiştii români freza frontală Pentax (brevetată) la expoziţia „Italia produce" şi în cadrul unei demonstraţii practice a determinat ideea unei prezentări tehnice mai ample a acestui produs nou.

Freza frontală Pentax 25 este armată cu plăcuţe dure din carburi — fixate mecanic, direct în corpul frezei — şi dispune de două familii de dinţi : de degroşare şi de finisare. Dantura de degroşare a frezei este constituită din plăcuţe de formă pentagonală riguros identice şi regulate (fig. 1) care posedă fiecare cîte 10 tăişuri ce se pot utiliza succesiv, fără reascuţire, numai prin întoarcerea corespunzătoare a plăcuţelor în corp. Forma pentagonală şi poziţia de prindere a plăcuţelor în corp asigură unghiurile de aşchiere optime în procesul respectiv — între altele, unghiuri de atac principale favorabile unei forţe minime şi unghiuri de atac secundare suficient de mici pentru obţinerea unei suprafeţe corespunzătoare semifinisării.

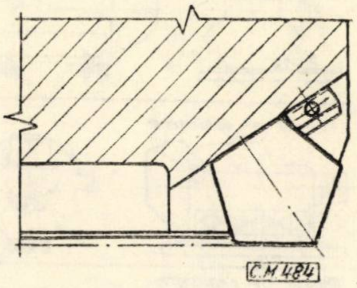


Fig. 1

Dantura de finisare este formată dintr-un singur dinte netezitor (fig. 2), plasat în interior faţă de dinţii periferici avînd unghiul de atac secundar nul, care joacă deci rolul, unui cuţit lat de finisare, înlăturînd asperităţile lăsate de dinţii de degroşare.

Dinţii periferici de degroşare avînd pasul unghiular inegal, stabilit printr-o formulă nouă, se înlătură complet vibraţiile inerente de frezare.

Acest mod de construcţie al frezei oferă o serie de avantaje tehnice şi economice.

Astfel, ca freză de degroşare, robusteţea corpului garantează o durată aproape nelimitată a acestuia şi reduce cheltuielile de reaprovizionare. Numărul relativ mic de dinţi face ca la acelaşi randament, puterea de aşchiere absorbită şi costul de exploatare şi întreţinere să fie mai reduse ca la frezele uzuale.

Forma pentagonală şi unghiurile de atac ce rezultă oferă tăişurilor o bună rezistenţă mecanică şi termică care dau posibilitatea frezării cu adîncimi de aşchiere pînă la 12 mm şi cu o detaşare de aşchii fără şocuri şi ca lucru mecanic relativ redus.

Ca freză de finisare, cu toată adîncimea mare de aşchiere, desfăşurarea optimă a procesului de degroşare şi prezenţa tăişului de finisare permite finisarea simultană, în aceeaşi trecere, cu o rugozitate de circa $R_a = 0{,}5$, (fig. 3), eliminîndu-se operaţiile ulterioare de rectificare şi reducîndu-se simţitor costul prelucrării şi costurile generale de exploatare.

Datorită eliminării vibraţiilor, devine posibilă frezarea pieselor subţiri şi puţin rigide, ca, de exemplu, frezarea unei table de 4 mm prinse pe o singură latură (fig. 4). În afară de aceasta, eliminarea totală a fenomenelor de rezonanţă în mandrina frezei şi în masa maşinii prelungeşte durata de utilizare a frezelor şi a maşinilor de frezat şi permite obţinerea unor suprafeţe satisfăcătoare chiar şi cu freze parţial uzate sau imperfect reglate.

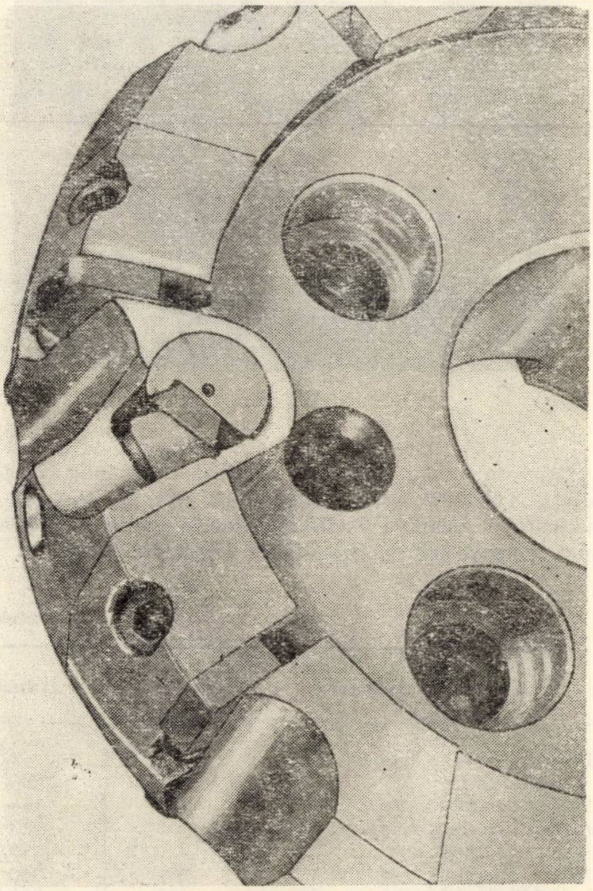


Fig. 2

Reglajul plăcuţelor fiind unic şi bine determinat o dată pentru totdeauna, iar plăcuţele fiind perfect identice şi interschimbabile, freza poate fi folosită atît la prelucrarea oţelurilor, cît şi a fontelor fără schimbarea sau reglarea plăcuţelor, iar la întoarcerea plăcuţelor după uzura unuia din vîrfuri nu mai este necesară o reglare pentru asigurarea poziţiei lor uniforme.

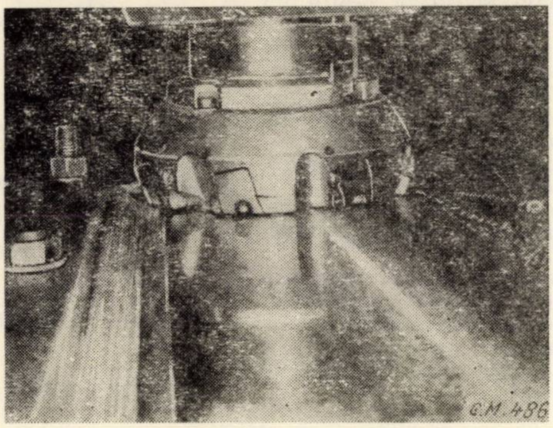


Fig. 3

Pentru a ilustra productivitatea ridicată şi costurile de exploatare scăzute ale acestui tip de freză se citează în tabela 1 rezultatele unui studiu comparativ efectuat de Fabrica „Ind. Motora-Rakovica" — Belgrad cu freza Pentax 25 şi cu un cap de frezare obişnuit, la frezarea unei biele de motor.

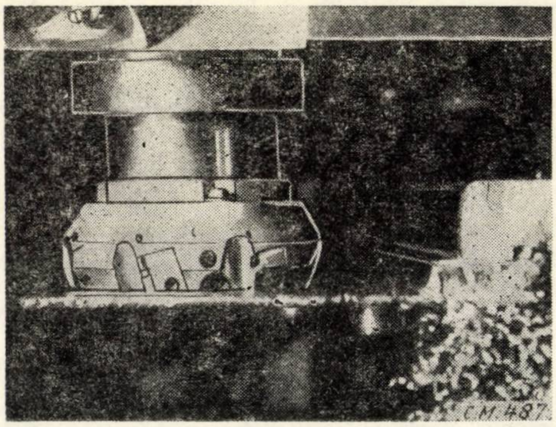


Fig. 4

Conform datelor comparative rezultă o economie de 1666,6 ore şi 3 333 200 dinari la manoperă care, cu economia de 14 556 079 dinari la cheltuiala anuală pentru scule, însumează o economie totală anuală de 17 889 279 dinari.

Tabela 1

Datele tehnice şi economice	Freza IMR	Freza Pentax
Diametrul frezei/număr de dinţi, mm/z	200/12	200/8
Viteza de aşchiere, m/min	113	113
Adîncimea de aşchiere, mm	3	3
Avans pe dinte, mm/z	0,13	0,25
Viteza de avans, mm/min	280	360
Durabilitatea frezei, min	157,5	337,5
Numărul de piese frezate între două reascuţiri	45	150
Timpul efectiv pe bucată, min	3,5	2,25
Uzura plăcuţei (teşitura), mm	0,8—1,0	0,2—0,6
Costul plăcuţelor pentru un cap de frezat, dinari	36 672	52 680
Numărul de reascuţiri necesare	12	—
Costul unei reascuţiri a capului de freză, dinari	6 750	—
Costul total al reascuţirilor unui cap, dinari	81 000	—
Cheltuieli totale (ascuţire + achiziţie), dinari	117 672	53 680
Totalul pieselor executate pînă la uzura totală a capului de frezare, bucăţi	540	1 500
Total de freze necesare pentru planul anual de executări a acestor piese, bucăţi	148	53
Cheltuiala anuală cu frezele pentru această operaţie, dinari	17 417 223	2 861 144

Afară de acest calcul comunicat de uzina amintită se mai evidenţiază că plăcuţele uzate, după frezare, se reutilizează la cuţite de strung, de unde se mai realizează o economie suplimentară neevaluată.

Automatizarea montajului motoarelor de automobil. R. B. Barzam. În : Stanki i instrument, nr. 13, 1967.

La uzina de maşini-unelte Ordjonikidze s-a fabricat linia IL 129 pentru montajul automat al motoarelor de automobil. Deplasarea motoarelor de-a lungul liniei este intermitentă, permiţînd executarea operaţiilor de montaj cu maşini automate şi evitînd deplasarea muncitorilor de la un loc de lucru la altul.

Schema de deplasare a motorului în cursul montajului este prezentată în figura 1, în conformitate cu cele trei secţii ale liniei. Blocul motor este aşezat pe transportor pe suprafeţele *1*, *2* şi *11*. Locurile de montaj fiind precizate de planele *1*, *3*, *4*, *5*, *6* şi *12*. În secţiile *A* şi *B* motorul se deplasează pe un transportor cu bacuri, similar cu transportorul utilizat la linia de prelucrare mecanică. La funcţionarea transportorului, bacurile prind motorul şi îl împing în lungul unor plăci fixe în poziţiile următoare, eliberîndu-l în timpul operaţiilor executate în fiecare poziţie. În secţia *C* motorul este aşezat pe un suport ce se deplasează pe role dispuse pe plăci fixe. Mişcarea este comandată de tijele circulare *7*, prevăzute cu bacurile *8*. În poziţiile de montaj suportul este fixat prin rotirea tijelor *9* cu reazemele *10*.

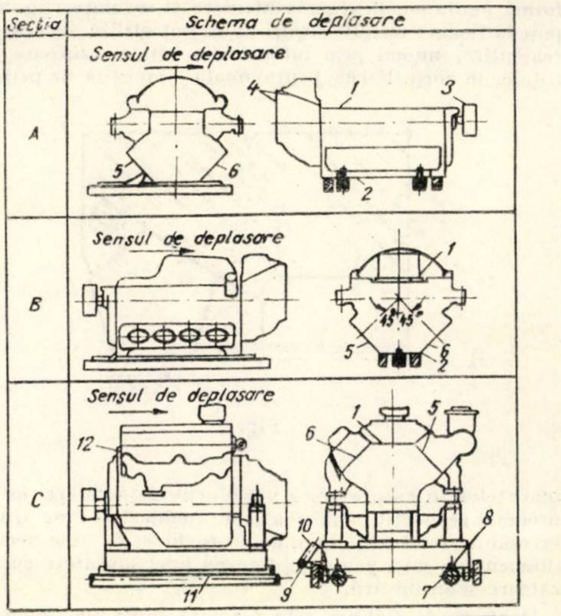


Fig. 1

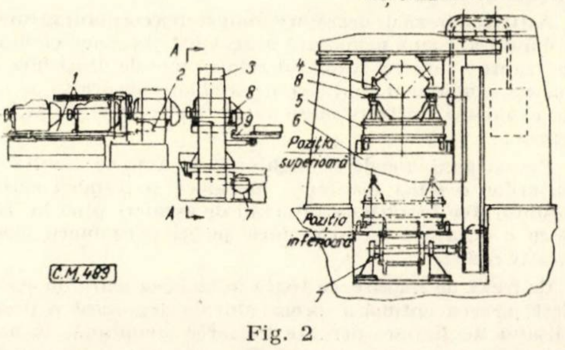


Fig. 2

Orientarea motorului în raport cu axa liniei de montaj este efectuată cu ajutorul unor mese rotative şi dispozitive de manevrare. Procesul tehnologic necesită un număr minim de astfel de dispozitive, numărul de rotiri ale motorului fiind redus.

Încărcarea motorului pe suportul cu care este transportat în secţia *C* se execută automat, cu instalaţia din figura 2

Dispozitivul de manevrare *2* roteşte cu 180° motorul care iese din secţia *B* şi apoi transportorul *1* îl împinge în instalaţia de încărcare *3*. Instalaţia de încărcare cuprinde dispozitivul de recepţie *4* şi platforma de ridicare *6*, a cărei mişcare este comandată de o transmisie hidraulică. Transportorul *7* împinge şi încarcă suportul *5* pe platforma *6* cînd aceasta se află în poziţia inferioară. La ridicarea platformei, suportul vine în contact cu motorul şi îl fixează. Pentru fixarea motorului, suportul este prevăzut cu două bolţuri *8*, care pătrund în orificiile carterului ambreiajului, suprafaţa de aşezare a carterului ambreiajului şi suprafaţa de aşezare a carcasei din faţă fiind dispuse pe suprafeţe de reazem ale suportului. După fixarea motorului pe suport, transportorul *9* deplasează ansamblul spre noua poziţie de montaj. La sfîrşitul montajului motorul este scos de pe suport, care este coborît pe platforma *6* în poziţia inferioară şi adus la intrarea în secţia *B* de către transportorul *7*.

Principalele operaţii de montaj, cum sînt montajul arborelui cu came, montajul arborelui cotit, montajul chiulasei, strîngerea prezoanelor şi piuliţelor, se realizează cu maşini automate. În figura 3 se arată schema de montaj a arborelui cotit.

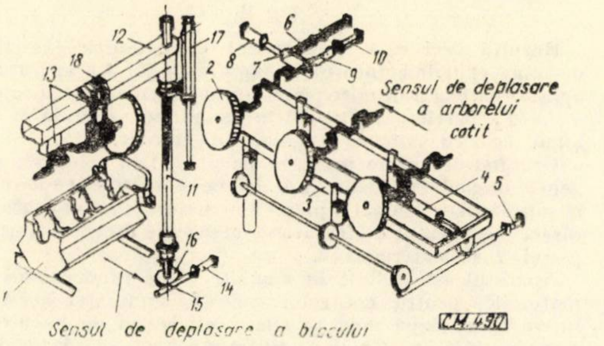

12
17
6
18
13
2
8
7
10
9
Sensul de deplasare a arborelui cotit
11
4
5
3
16
1
14
15
Sensul de deplasare a blocului
CM.490

Fig. 3

Blocul motor *1* este adus în poziţia de montaj de transportorul secţiei respective, iar arborele cotit *2* — de transportorul *3* dispus paralel cu axa liniei de montaj. Transportorul *3* lucrează în ciclu închis : ridică arborele cotit, se deplasează înainte, depune arborele cotit pe origine şi execută mişcarea inversă pentru a ridica un nou arbore cotit. Deplasarea orizontală a transportorului *3* este comandată de cilindrul hidraulic *4*, iar deplasarea verticală — de cilindrul hidraulic *5*, prin cremalieră şi roţi dinţate.

Cînd transportorul *3* ajunge în poziţia extremă, pe arborele cotit se introduce şaiba lagărului axial, luată din lotul *6* prevăzut pentru montaj. Mecanismul de montare a şaibei cuprinde tachetul *7* cu cilindrul hidraulic *8* care realizează deplasarea şaibei în poziţia de montaj şi tachetul *9* cu cilindrul hidraulic *10*, care o introduce pe arborele cotit.

Pentru aşezarea arborelui cotit pe lagărele din bloc se utilizează instalaţia de ridicare şi rotire formată din tija *11* şi braţul *12* cu clemele *13*. Rotirea tijei *11* este comandată de cilindrul hidraulic *14* prin cremaliera *15* şi roata dinţată *16*. Coborîrea şi ridicarea braţului *12* este comandată de cilindrul hidraulic *17*; clemele *13* prind arborele cotit sub acţiunea unor arcuri care sînt descărcate de cilindrul hidraulic *18*.

Sistemul de acţionare al liniei automate cuprinde tablouri de comandă în fiecare loc de lucru, de la care se transmit semnalele de deplasare a transportorului la terminarea fiecărei operaţii.

Creşterea durabilităţii arborilor cotiţi. L. M. Denskevici ş.a. În : Maşinostroitel, nr. 11, 1967.

La laboratorul de tehnologie al uzinei de motoare din Minsk s-au efectuat încercări experimentale pentru determinarea regimului optim de ecruisare a racordărilor dintre fusurile şi braţele arborilor cotiţi ai motoarelor D-50. Regimul optim se caracterizează prin forţa de aplicare a rolelor de 100—250 kgf, numărul de treceri de 5—10, turaţia maximă a arborelui cotit de 80 rot/min, raza de racordare de $4_{-0,5}$ mm, diametrul maxim al rolelor de 8 mm, unghiul de înclinare a rolelor de 43°, ungere cu ulei de maşini sau cu amestec de ulei şi petrol.

Încercările comparative privind rezistenţa la oboseală prin încovoiere şi răsucire a arborilor cotiţi cu racordări ecruisate şi cu racordări neecruisate s-au desfăşurat pe două standuri de probe anume construite. Fiecare stand de probe (fig. 1) cuprinde electromotorul de curent continuu *1*, batiul de beton *2*, transmisia cu excentric *3*, suportul *4*, pîrghia de producere a vibraţiilor *5*, tubul *6* şi arcurile *7*. Folosirea batiului de beton *2* sprijinit pe arcurile *7* prilejuieşte izolarea standului faţă de sol şi protejarea transmisiei de vibraţii.

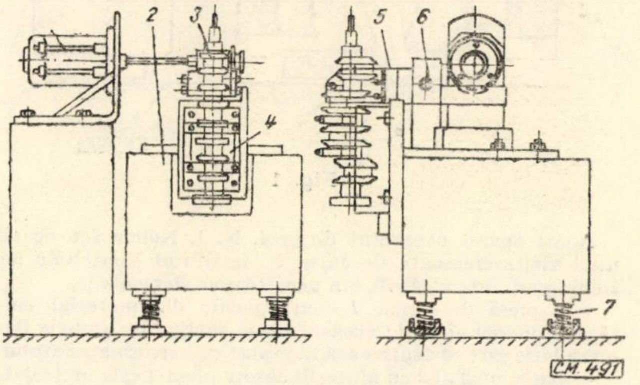


Fig. 1

Pe suportul *4* este montat un dispozitiv în care se fixează arborele cotit încercat, în aşa fel încît fusul încercat să fie plasat între corpul dispozitivului şi pîrghia de producere a vibraţiilor. Ca urmare, legătura dintre pîrghia de producere a vibraţiilor şi batiul de beton se realizează prin arborele cotit, elementele cotului fiind solicitate de momentul încovoietor sau de momentul de răsucire corespunzător vibraţiilor produse.

Încercările au arătat că prin ecruisarea racordărilor rezistenţa la oboseală prin încovoiere creşte cu aproximativ 50 %. Creşterea rezistenţei la oboseală prin răsucire este cu atît mai mare în cazul arborilor cotiţi cu racordări ecruisate, cu cît numărul ciclurilor aplicate pînă la rupere este majorat.

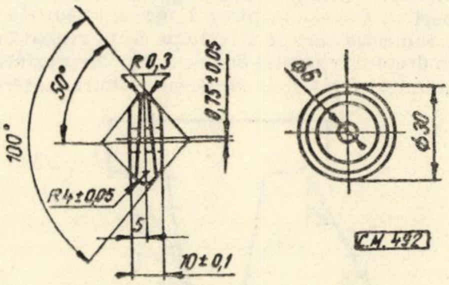


Fig. 2

Racordările tuturor fusurilor au fost ecruisate simultan pe strung, cu ajutorul unui dispozitiv cuprinzînd doi arbori cotiţi — conducători. La fiecare racordare ecruisarea s-a executat cu o rolă de lucru acţionată hidraulic, fusul respectiv fiind sprijinit pe două role de reazem.

Rolele de lucru (fig. 2) se construiesc din oţel R 18 M, călite la 60—62 HRC. Schema hidraulică a dispozitivului este realizată de o instalaţie de 50 at, cuprinzînd un ventil de reglare a presiunii, un distribuitor, nouă cilindri hidraulici de acţionare a rolelor de lucru şi un filtru pentru depurarea agentului hidraulic.

Aparat pentru determinarea coeficientului de frecare

Atanasiu Mihail

Uneori se pune problema determinării rapide a coeficientului de frecare de alunecare dintre două materiale date; dacă unul din materiale este mereu acelaşi — spre exemplu oţel — iar cel de-al doilea material se schibă — spre exemplu cauciuc, material plastic, pînză etc., se poate folosi aparatul reprezentat în figura 1.

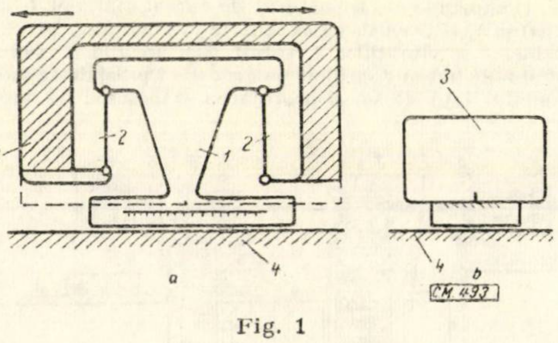


Fig. 1

Acest aparat prezentat de prof. N. I. Kolcin (cu ocazia unei vizite efectuate de autor la Institutul Politehnic din Leningrad) este alcătuit din următoarele elemente :

— o piesă de forma *1* confecţionată din material care rămîne mereu acelaşi; această piesă conţine pe ambele feţe o gradaţie care se deplasează în raport cu carcasa aparatului ;

— patru pîrghii *2* cu ajutorul cărora piesa *1* este articulată pe carcasa aparatului ;

— carcasa *3* care include toate piesele aparatului cu excepţia porţiunii gradate a piesei *1* care se poate deplasa în anumite limite în raport cu un reper marcat pe această carcasă, aşa cum este arătat în figura 1 *a*.

Pentru determinarea coeficienutului de frecare de alunecare dintre materialul piesei *1* şi un alt material dat *4* se procedează astfel : piesa *1* este pusă în contact cu materialul *4* prin apăsarea carcasei *3* ; se imprimă apoi o deplasare carcasei aparatului într-unul din sensurile arătate în figura 1, *a* astfel încît piesa *1* să rămînă tot timpul în contact cu materialul *4*. Datorită legăturii dintre piesa *1* şi carcasa *3* realizată prin intermediul pîrghiilor *2*, aceasta capătă o deplasare relativă în raport cu carcasa, astfel încît în primul moment ea rămîne în contact cu materialul *4*, iar carcasa *3* capătă o deplasare în sensul direcţiei de mişcare imprimată, scara gradată a piesei *1* deplasîndu-se în raport cu carcasa *3* ; la un moment dat, adică la o anumită înclinare a pîrghiilor *2* în raport cu carcasa *3*, piesa 1 începe să lunece pe materialul *4*. Indicaţia care se citeşte pe scara gradată a elementului *1* în dreptul reperului de pe carcasa *3* reprezintă valoarea coeficienului de frecare de alunecare dintre materialul piesei *1* şi materialul *4*. Pentru o citire cît mai rapidă, scara de pe piesa 1 este gradată direct în valori ale coeficientului de frecare de alunecare. Indicaţia aparatului este independentă pe valoarea apăsării exercitată pe direcţia normalei la suprafaţa materialului *4*.

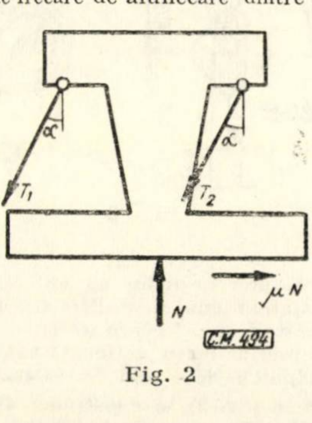


Fig. 2

Pentru exemplificarea funcţionării acestui aparat trebuie să se examineze echilibrul piesei *1* (fig. 2) ; ea este acţionată de următoarele forţe :

— eforturile T_1 şi T_2 din barele *2* care leagă această piesă cu carcasa 3 ; aceste bare se înclină în raport cu verticala cu acelaşi unghi α ;

— reacţiunea normală N transmisă de materialul *4* piesei 1 ;

— forţa de frecare μN (la limita de alunecare spre stînga această forţă este orientată spre dreapta asupra piesei *1* şi spre stînga asupra materialului *4*).

Dacă se neglijează greutatea piesei *1* ecuaţiile de echilibru sînt :

$$(\sum X = 0) - T_1 \sin\alpha - T_2 \sin\alpha + \mu N = 0,$$

$$(\sum Y = 0)\ N - T_1 \cos\alpha - T_2 \cos\alpha = 0.$$

Din aceste ecuaţii rezultă :

$$(T_1 + T_2) \sin\alpha = \mu N,$$

$$(T_1 + T_2) \cos\alpha = N.$$

Împărţind între ele aceste două relaţii se obţine :

$$\operatorname{tg}\alpha = \mu.$$

Rezultă deci că — independent de apăsarea exercitată de mîna experimentatorului asupra carcasei *3* a aparatului, apăsare care se transmite piesei 1 prin intermediul tensiunilor T_1 şi T_2, barele *2* se înclină în raport cu verticala cu un unghi egal cu valoarea unghiului de frecare.

Gradînd deci scara marcată pe piesa 1 în valori ale tangentei unghului de înclinare al barelor *2* în raport cu normala la suprafaţa de contact a piesei *1* cu materialul *4* se poate citi direct coeficientul de frecare de alunecare dintre materialul piesei *1* şi materialul *4*.

Aparatul este folosit în anumite uzine producătoare de materiale, pentru controlul calităţii suprafeţei acestora. Într-adevăr, după cum se ştie, coeficientul de frecare de alunecare depinde direct de calitatea suprafeţelor celor două materiale în contact ; cunoscînd calitatea suprafeţei pe care o prezintă materialul piesei *1* se poate determina prin intermediul coeficientului de frecare de alunecare calitatea suprafeţei materialului *4*.

Aparatul are dimensiuni reduse (el poate fi purtat în buzunarul hainei), uşor de manipulat şi transportat.

Ghidaje rectilinii cu bile. In : Rivista di mecanica, nr. 414, 1967.

Ghidajele realizate de Dexter Continental S.A. — Belgia (fig. 1) constituie o soluţie corespunzătoare a problemei ghidării la maşini-unelte sau dispozitive de lucru.

Sînt realizate în dimensiuni standardizate, care se pot adapta la orice tip de maşină şi se pot combina, astfel încît să se ajungă la dimensiunile necesare.

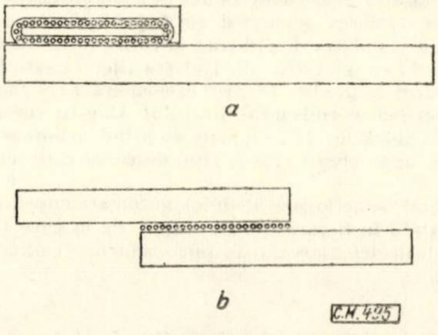


Fig. 1

Se construiesc două tipuri distincte : cu dispozitiv de recirculare a bilelor (fig. 1, *a*) şi fără dispozitiv de recirculare (fig. 1, *b*).

În cazul ghidajului fără recirculare, lungimea suprafeţelor de ghidare trebuie să fie egală şi cum lungimea portantă corespunde celei a trenului de bile, acestea sînt supuse unei uzuri mai mari ca în cazul ghidajului cu recirculare.

Barele suport pentru bile sînt călite (58 HRC) şi — în funcţie de încărcare — prezintă cinci diametre normalizate cuprinse între 3,175 şi 12,7 mm ; la aceste diametre corespund bile cu un diametru cuprins între 1,6 şi 6,35 mm. Încărcarea poate varia între 800 şi 3200 kgf/m, ceea ce corespunde la 0,7—11 kgf pentru o bilă în cadrul celor cinci mărimi normalizate.

Ghidajele pot fi combinate în funcţie de necesităţile constructive. Astfel, un dispozitiv realizat are un cărucior echipat cu două piste simple şi o pistă dublă ; se poate aplica şi un dispozitiv special pentru preluarea jocurilor care apar în cazul unei uzuri mari.

Cap pentru frezarea nuturilor de pană. Iu. I. Mulin. În : Maşinostroitel, nr. 12, 1967.

La uzina de prese şi automate M. I. Kalinin s-a introdus în fabricaţie un cap pentru frezarea nuturilor de pană, prezentat în figura 1.

În corpul *1* este montată bucşa *2* cu locaş conic pentru prinderea mandrinei de schimb *6*. Locaşul bucşei *2* este excentric faţă de axa corpului *1*, iar mandrina *6* are aceeaşi excentricitate (0,25 mm) faţă de bucşă. Bucşa se fixează în corp cu inelul *4*, asigurat prin şuruburile *3* care traversează două caneluri circulare ale bucşei. Mandrina de schimb se asamblează la corp cu piuliţa *5* şi serveşte la prinderea frezei.

Cele două caneluri ale corpului sînt astfel executate încît axele O, O_1 şi O_2 ale corpului, bucşei şi respectiv mandrinei (fig. 2) determină două plane I şi II formînd între ele un unghi variabil, cu valoarea maximă de 120°. Cînd cele două plane se suprapun, axele O şi O_2 coincid şi lăţimea nutului prelucrat este egală cu diametrul frezei. Pentru prelucrarea unor nuturi cu lăţime mai mare decît diametrul frezei, se deplasează planul II în raport cu planul I în cadrul unghiului de 120° ; în acest scop se roteşte bucşa în locaşul din corp, şuruburile *3* fiind strînse după obţinerea poziţiei dorite. Distanţa maximă realizabilă între axele O şi O_2 este de 0,434 mm, permiţînd prelucrarea unor nuturi avînd lăţimea cu 0,868 mm mai mare decît diametrul frezei.

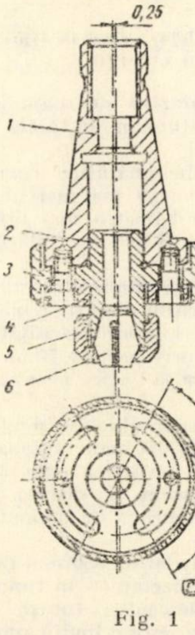


Fig. 1

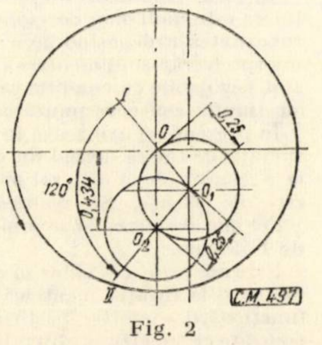


Fig. 2

Pentru comoditatea reglajului suprafaţa exterioară a bucşei este randalinată, iar pe suprafaţa sa conică sînt trasate diviziuni care asigură reglajului o precizie de 0,01 mm.

Acoperiri continue antiadezive cu tuburi termocontractile. In : Rivista di Meccanica, nr. 397, 1967.

Acoperirile continue antiadezive sînt necesare în cadrul industriei alimentare, textile, electrotehnice etc. Se utilizează pentru realizarea acoperirilor tuburi termocontractile (Angst e Pfister-Milano) din două tipuri de materiale : Teflon-TFE (politet-rafluoretilenă) şi Teflon-FEP (etilen-propilenă fluorurată).

Tuburile din Teflon-TFE prezintă proprietatea de a-şi micşora mult diametrul atunci cînd sînt încălzite la o temperatură anumită ; ele servesc pentru acoperirea corpurilor cilindrice sau de secţiune triunghiulară, pătrată, poligonală etc.

Acoperirea se realizează astfel : se alege tubul de diametru corespunzător piesei ce urmează a fi acoperită, se trage tubul peste piesă şi se încălzeşte încet şi uniform pînă la temperatura de 327°C ; imediat ce s-a ajuns la această temperatură se întrerupe încălzirea şi se răceşte încet.

Tuburile au peretele subţire şi îşi păstrează, după aplicare, toate proprietăţile : antiadezivitate, inerţie chimică, absorbţie minimă de umiditate, rezistenţă la temperatura pînă la 260°C, rezistenţă electrică mare, coeficient de frecare redus.

Se realizează pentru diametre interioare de la 1,14 mm pînă la 11,94 mm, iar pentru tuburi flexibile de la 4,22 mm pînă la 50,80 mm diametru interior.

Tuburile din Teflon-FEP au peretele subţire, transparent şi calităţi corespunzătoare celor precedente. Se contractă la o temperatură mai joasă (100—17°C) şi se pot folosi pentru acoperirea materialelor nemetalice : cauciuc, material plastic, lemn. Se realizează pentru diametre interioare cuprinse între 0,79 şi 210,8 mm.

Dispozitiv transportor cu pernă de aer. In : Rivista di Meccanica, nr. 415, 1967.

Dispozitivul considerat (Fruehauf France — Orangis), a cărui schemă apare în figura 1, rezolvă într-un mod original problema transportului pe un sol plan.

După cum reiese din figură, dispozitivul este format dintr-o platformă *3* de transport, de dimensiuni şi construcţie corespunzătoare, sub care se găseşte un înveliş *2* format dintr-o membrană flexibilă din material plastic şi care are rolul de a limita consumul de aer comprimat.

Alimentarea cu aer comprimat se face prin conducta *1* şi se realizează cu ajutorul unui compresor acţionat cu motor electric ; alimentînd perna cu aer, platforma se ridică, fiind susţinută pe un strat de aer suficient de gros pentru a evita contactul cu asperităţile solului (aerul comprimat părăseşte învelişul inferior prin orificiul *4*).

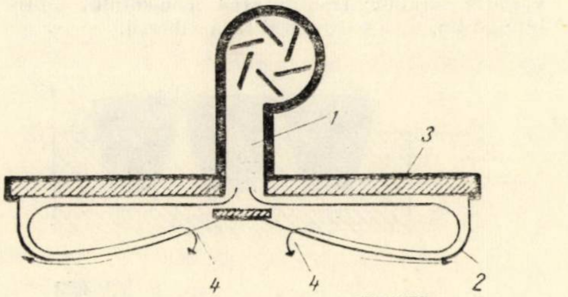


Fig. 1]

O dată platforma ridicată pe stratul de aer, este suficient un impuls uşor pentru a o face să se deplaseze, transformînd-o astfel într-un cărucior pentru transport.

Elevator-transportor cu curele trapezoidale. In : Rivista di Meccanica, nr. 393, 1967.

Elevatorul a fost proiectat şi realizat (South and Smith Ldt. — Hockley-Anglia) pentru alimentarea instalaţiilor de cîntărit şi ambalat ; poate fi utilizat şi pentru deplasarea pieselor de la o maşină la cea care execută operaţia următoare.

Este montat pe un picior tubular cu ajutorul căruia se poate regla atît înălţimea cît şi unghiul de înclinare. Distanţa dintre axa motrice şi cea condusă este cuprinsă între 900 şi 2 450 mm iar cea dintre marginile de lemn între 161,4 şi

203 mm. Marginile pot fi acoperite cu material plastic, iar înălţimea lor peste suprafaţa curelelor este de 89 mm. Curelele ce formează suprafaţa în mişcare pot fi dinţate şi transmise pe faţa exterioară pentru transportul în poziţie înclinată. Cînd sarcina este transportată orizontal, se montează o rolă suplimentară de susţinere.

Tensiunea curelelor se reglează cu ajutorul unei came. Prin reglarea convenabilă a distanţei dintre curele se poate împiedeca ridicarea lichidelor sau a aşchiilor.

Mişcarea se obţine cu ajutorul unui motor electric de 1/6 CP care acţionează axa motoare prin intermediul unui reductor cu roţi dinţate.

Căruicior elevator pentru terenuri accidentate. In : Rivista di Meccanica, nr. 412, 1967.

Întreprinderea Hyster (Hyster Oveseas-Anglia) a iniţiat construcţia a patru modele noi de cărucioare elevatoare pentru terenuri accdidentate , de 5700, 6800, 7500 şi 8200 kgf.

Noile modele sînt necesare în industria construcţiilor, forestieră, pentru depozitele de materiale etc. şi, în general, pentru toate cazurile cînd se transportă materiale pe terenuri nisipoase, accidentate sau umede.

Motorul utilizat este un motor Diesel Perkins de 130 CP prevăzut cu regulator şi avînd o pompă de injecţie de tip nou. La cerere se poate monta un motor GMV 6-305 de 143 CP, alimentat fie cu benzină, fie cu gaz lichefiat.

Manevrabilitatea căruciorului este cu totul corespunzătoare datorită transmisiei hidrodinamice folosite, combinată cu o cutie de viteze, cu cinci trepte pentru deplasarea înainte şi o treaptă pentru deplasarea înapoi.

Sistemul de ridicare este automat, cu două viteze şi acţionare hidraulică ; dispozitivul de comandă este plasat în cabină.

Rezervorul de ulei pentru acţionările hidraulice şi cel de combustibil sînt situate sub scaunul conducătorului.

Distanţa între axele căruciorului este de 2790 sau 2920 mm.

Curea de transmisie din neopren. In : Rivista di Meccanica, nr. 410, 1967.

Un nou tip de curea de transmisie din neopren Du Pont (Gates Rubber Co. — Denver S.U.A.) prezintă avantajul important de a elimina fenomenul de bătaie determinat de variaţia sarcinii ; transmiterea momentului motor se face în mod lin, fără patinare şi fără vibraţii.

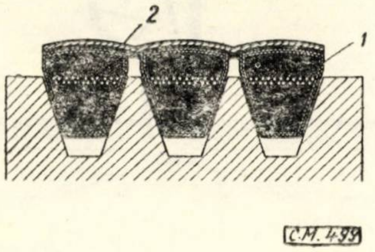


Fig. 1

După cum se vede din figura 1, cureaua este formată din mai multe elemente trapezoidale *1* din neopren, unite printr-o bandă de legătură *2* realizată tot din neopren.

Rezistenţa materialului considerat la încălzire, umiditate sau ulei, determină o durată de utilizare mare a noului tip de curea.

Lanţ de transmisie cu lagăre şi discuri din material plastic. În : Rivista di Meccanica, nr. 415, 1967.

În multe cazuri, în funcţie de condiţiile de utilizare, lanţul de transmisie trebuie protejat împotriva corodării, ruginirii sau uzurii.

Protecţia necesară poate fi asigurată cu lanţul reprezentat în figura 1 (A. Stotz AG—R. F. G.), în construcţia căruia se folosesc lagărele *1* şi discurile *2* din material plastic.

Tipul de lanţ considerat poate fi folosit cu succes în cadrul dispozitivelor expuse la pulberi, cînd ungerea se realizează în mod dificil, iar funcţionarea se face cu zgomot. Mai poate fi utilizat în medii umede, unde staţionările mai îndelungate favorizează oxidarea, în cadrul maşinilor sau instalaţiilor alimentare, unde nu este permisă ungerea sau în cazurile cînd lanţul nu este uşor accesibil.

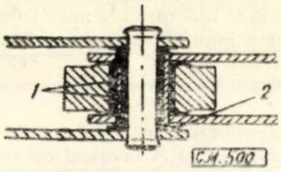


Fig. 1

Cu acest tip de lanţ, nu se poate însă depăşi o solicitare de 150 kgf/cm ^{2}, în special cînd temperatura şi viteza de lucru sînt ridicate.

În plus, în cazul mediilor umede, trebuie utilizat un material plastic cu absorbţie minimă de umiditate şi fără tendinţă de umflare.

Discurile abrazive pentru tăierea metalelor cresc în dimensiuni. In : Metalworking Production, nr. 9, vol. 110.

Tendinţa de utilizare a discurilor abrazive de diametru din ce în ce mai mare, în cadrul operaţiunilor de tăiere a metalelor, a devenit cu totul evidentă.

Faptul se datoreşte, pe de o parte, îmbunătăţirii condiţiilor de tăiere în cazul discurilor de diametru mai mare, iar, pe de altă parte, faptului că un disc de diametru mai mare se consumă mai puţin, trebuind astfel a fi mai rar înlocuit decît un disc de diametru redus.

În plus, gradul de finisare al suprafeţelor rezultate prin tăiere este mult mai corespunzător în cazul discurilor mari, rugozitatea nedepăşind 2μm ; astfel se înlătură necesitatea unei prelucrări suplimentare a suprafeţelor respective. Rizurile sînt neglijabile cu condiţia ca duritatea să fie cea necesară, iar turaţia cea corespunzătoare.

În prezent, se utilizează în Anglia discuri abrazive pentru operaţii de tăiere, avînd un diametru de 650 mm acţionate la o turaţie de 1 600 rot/min ; viteza periferică rezultată este de 53 m/s. Se realizează în prezent şi discuri de 1 250 mm diametru şi se proiectează discuri cu un diametru de 1 550 mm.

Este adevărat că, chiar în cazul discurilor de 650 mm diametru şi la turaţia menţionată, sînt proiectate — în timpul funcţionării — multe particule incandescente ; totuşi, se constată că încălzirea discurilor nu depăşeşte o limită admisibilă. Aceste discuri rezistă în mod corepunzător la forţele centrifuge mari care apar, probabilitatea de spargere a discului nefiind mai mare decît în cazul discului de dimensiuni normale. În orice caz, pericolul de spargere este evidenţiat la timp prin schimbarea culorii la periferia discului, astfel încît un muncitor atent poate interveni la timp.

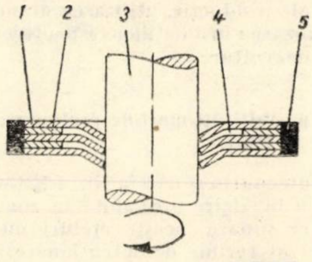
Garnituri multiinelare din material plastic. In : Rivista di Meccanica, nr. 414, 1967.

Institutul de cercetări pentru chimia macromoleculară — Brno — C.S.R. a brevetat un nou tip de garnitură (fig. 1), formată dintr-o serie de inele din material plastic, cu coeficient de frecare redus.

Garnitura se compune dintr-un număr definit de inele *1*, avînd diametrul interior mai mic decît diametrul arborelui pe care se montează garnitura ; inelele sînt separate prin inelele de distanţare *2* care prezintă un diametru interior mai mare decît cel al arborelui *3*.

Se formează astfel spaţiile *4*, unde se găseşte uleiul necesar pentru a realiza o ungere eficientă între inele şi arbore. Inelele de etanşare şi cele de distanţare sînt fixate în manşonul *5*.

Garnitura prezintă o rezistenţă mecanică ridicată şi realizează o bună etanşare, chiar în cazul presiunilor mari; de exemplu, în cazul unui arbore de 20 mm diametru, cu o turaţie de 300—500 rot/min şi în prezenţa unei presiuni de 10—30 kgf/cm², pierderea de ulei după 2700 ore de funcţionare a fost de numai 10 ml.



Fig, 1

Garnitura determină numai o fracţiune din momentul de frecare realizat în cazul garniturilor presate obişnuite.

Un tip de rulment putînd face parte dintr-un circuit electric. In: Rivista di Meccanica, nr. 412, 1967.

De curînd, a fost realizat (Miniature Precision Bearing Inc.-Keene-SUA) un nou tip de rulment care poate fi utilizat ca element conductor într-un circuit electric.

După cum se vede în figura 1, calea interioară de rulare este acoperită cu un strat de aur 2. Firul elastic 1, curbat în mod corespunzător, realizează — prin frecare — contactul electric între inelul exterior şi cel interior.

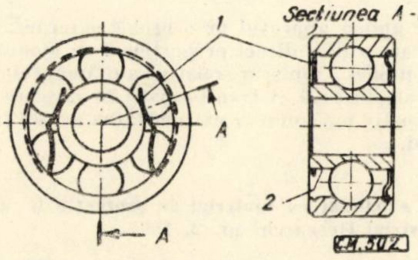


Fig. 1

Rulmentul poate servi ca o componentă de circuit în dispozitivele electromecanice.

Tractor de concepţie nouă. In: Agricultural Engineering nr. 6, 1967.

Cercetînd posibilităţile energetice pentru agricultură în perioada 1970—1980 s-a propus în S.U.A. construirea unui tractor agricol echipat cu unelte interschimbabile, care să constituie un sistem complet de utilaje.

Unitatea energetică aleasă să satisfacă cerinţele prevăzute este un tractor cu 4 roţi motoare, de 225 CP, cu diferenţial hidrostatic, cîntărind peste 10 tone.

Ca o abatere de la concepţia tradiţională se constată amplasarea motorului diesel V-8, montat transversal între roţile anterioare şi posterioare, la o înălţime mică pe tractor. Un centru de gravitate coborît şi accesibilitatea pentru întreţinere şi reparaţii sînt unele din avantajele rezultate.

Transmisia este prevăzută cu diferenţial hidrostatic avînd o cutie de viteză cu patru viteze de mers înainte şi o viteză de mers înapoi.

Acţionarea finală se face la toate cele patru roţi prin mecanism planetar în butuc.

Frînele sînt cu discuri acţionate hidraulic la toate cele patru roţi.

Sistemul de frînare mai cuprinde frîna selectivă (roata stîngă sau dreapta) şi o frînă de siguranţă.

Conducerea tractorului se face prin acţionare hidraulică, putîndu-se comanda toate roţile.

Raza minimă de întoarcere este de 4,42 m.

Pneurile sînt de 23,1—34,12 cu pînze putînd suporta sarcini pînă la 4 300 kg la 1,68 at şi 32 km/h.

Greutatea de transport este de 9 500 kg şi distanţa dintre axe 3 048 mm.

Tractorul se mai caracterizează prin două prize de putere, una la spate şi una laterală pe partea dreaptă, facultative independente, cu două viteze (1 000 rot/min şi turaţia motorului), precum şi de un model de bară de tracţiune şi cuplare la spate, pe dreapta şi în faţă.

Folosind o serie de prelungitoare suport, conducătorul tractorului poate manevra (electric sau hidraulic) o placă de cuplare în diferite poziţii, pentru a face legătura cu o placă similară a diferitelor utilaje.

În cadrul sistemului pot fi folosite peste 25 utilaje diferite. Se pot monta simultan două utilaje, o maşină purtată de administrat îngrăşăminte în faţă, iar în spate un plug tractat.

Un cadru în formă de A din ţeavă de construcţie dreptunghiulară constituie partea principală a combinei montată în faţă, care serveşte şi pentru protecţia conducătorului în cazul unei eventuale răsturnări a tractorului, precum şi ca conducte pentru sistemul de condiţionare şi încălzire a aerului.

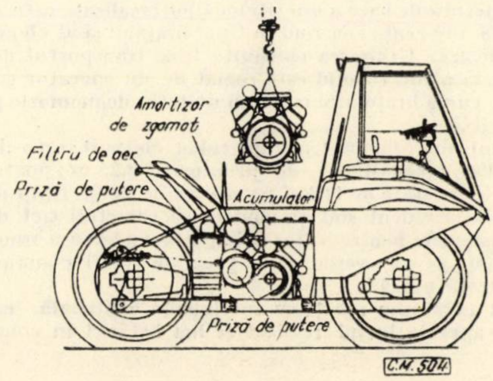


Fig. 1

Utilajele agricole folosite în cadrul sistemului cuprind o combină autopropulsată, o maşină de balotat fîn, maşină de recoltat culturi în rînduri, pompe de apă potabilă, frezăt plug de zăpadă rotativ, plug cu brăzdare, buldozer, cultivator de cîmp, moară mecanică, screper şi altele.

Ecartamentul este reglabil mecanic, de la 2134 mm pînă la 2501 mm.

Lungimea totală este de 4826 mm, lăţimea la ecartamen, maxim de 2743 mm, iar înălţimea totală de 3325 mm.

Capacitatea rezervorului de combustibil este de 568 l.

Noile tractoare Nuffield. In: Farm Mechanization and Building, nr. 215, 1967.

Se descriu două tractoare: primul cu motor de 45 CP cu trei cilindrii şi al doilea cu motor de 65 CP cu patru cilindrii.

Puterile la priză sînt de 39 CP şi respectiv de 52,6 CP·

S-au introdus unele îmbunătăţiri ca, de exemplu, etanşarea arborelui cotit astfel ca tractorul să poată lucra pe o pantă de 35° fără pierderi de ulei sau un sistem de răcire cu radiator etanş şi recipient de expansiune.

La sistemul hidraulic se folosesc două pompe, una cu un debit de 30 l/min la presiunea de 180 kgf/cm^2 pentru ridicător şi cilindrii suplimentari şi alta de 7 l/min şi 140 kgf/cm^2 pentru acţionarea sistemului de reglare a forţei de tracţiune.

Noul sistem hidraulic este foarte eficace pentru maşinile agricole grele, precum şi pentru cele cu adîncime mare de lucru.

Robotul în industrie. In : Business Week, 20 mai 1967.

Robotul a început să fie utilizat în cele mai diferite domenii de activitate, astfel încît se apreciază că în anul 1975 vor fi utilizaţi (S.U.A.) circa 50 000 de roboţi.

Unul dintre roboţii utilizaţi astăzi, ,,Iron Mike'', încarcă în mod continuu o presă de forjat şi pune piesele fabricate pe banda unui transportor. În fond, un robot folosit în momentul de faţă este o maşină pentru transportul materialelor sau pieselor de la un punct la altul şi poate fi folosit pentru lucrări grele sau periculoase.

Este dotat cu un braţ acţionat hidraulic, cu o mînă pentru apucat sau cu o ventuză pentru ridicat.

Robotul se deosebeşte de un dispozitiv automat obişnuit, întrucît are o memorie care poate fi programată, controlată şi corectată. În felul acesta robotul este mult mai elastic în raport cu o maşină cu comandă mecanică, putînd fi complet reprogramat şi modificat radical, după programul iniţial.

Costul actual al unui robot variază între 18 000 şi 24 000 de dolari şi poate fi utilizat în diverse scopuri : vopsirea caroseriilor, ridicarea şi transportarea tuburilor fluorescente, alimentarea preselor şi ungerea matriţelor, transportul ţaglelor în forjă etc.

Producţia actuală este de 4 bucăţi pe lună şi se prevede că, în 1968 se va ajunge la o producţie lunară de 40 bucăţi.

Structura de bază a diferitelor tipuri realizate este aceeaşi, singura diferenţă constînd în tipul braţului şi al elementului de apucare. Utilizarea obişnuită fiind transportul de la un punct la altul, robotul este reglat de un operator care stabileşte cursa braţului şi reglează unitatea de memorie pentru cursa fixă.

Greutatea standard a unui robot obişnuit este de circa 1 600 kgf, iar înălţimea, de aproximativ 2,25 m ; poate transporta o greutate de 11 kgf pe un arc de 220°, timp de două secunde. Evident sînt şi modele cu caracteristici diferite.

Se prevede pentru viitor utilarea completă a unor uzine cu roboţi, la care variaţiile de program vor fi comandate de o centrală unică.

Sînt în studiu roboţi cu inteligenţă artificială, care vor putea aprecia lucrul realizat şi lua hotărîri în consecinţă.

Un nou material refractar pentru fabricarea electrozilor de bujii. In : L'Industrie Chimique, nr. 596, 1967.

În baza unor cercetări recente făcute în S.U.A., s-a pus la punct un procedeu nou pentru realizarea dispozitivelor de aprindere a combustibililor în motoarele de automobil, folosind ca materiale refractare, în locul oţelurilor speciale, disiliciura de molibden.

Noua bujie prezintă avantajul unei funcţionări mai îndelungate şi a unei combustii mai complete a carburantului, fapt ce duce nu numai la reducerea consumului de combustibil, ci şi la reducerea impurificării aerului atmosferic de pe arterele cu circulaţie intensă, ca urmare a micşorării cantităţii de hidrocarburi nearse.

Noi domenii de utilizare ale aluminiului. In : Chemical Process Engineering, nr. 2, 1967.

Datorită faptului că, o dată cu scăderea temperaturii, proprietăţile mecanice ale aluminiului se îmbunătăţesc, aluminiul şi aliajele sale au început să fie utilizate ca material de construcţie pentru instalaţiile de depozitare şi transport pe uscat sau pe apă a gazelor lichefiate pînă la temperaturi de −237°C.

O primă aplicaţie o constituie instalaţiile de depozitare şi evaporare a metanului lichid din Anglia, care a transportat în ultimii ani cantităţi importante de metan lichefiat din Algeria.

Tehnica temperaturilor joase cunoscînd în ultimii ani o extindere tot mai largă, atît în activitatea de cercetare, cît şi în procesele de producţie, utilizarea aluminiului şi a aliajelor sale la realizarea instalaţiilor respective va grăbi şi mai mult această dezvoltare.

Noi oţeluri cu posibilităţi mari de prelucrare. In : Industrial Research, nr. 2, 1967.

Oţelurile cu un conţinut de 9 % Ni, 4 % Co şi 0,25 % C pot fi sudate fără o încălzire prealabilă în zona de sudare. De asemenea, după sudare, aceste oţeluri nu trebuie supuse vreunui tratament termic de detensionare.

Conţinutul ridicat în nichel al acestor oţeluri le imprimă o rezistenţă bună, în timp ce cobaltul împiedică formarea de austenită determinată de conţinutul ridicat de nichel.

Dezoxidarea acestor oţeluri se face sub vid, fără vreun adaos suplimentar de mangan, siliciu sau aluminiu care creează incluziuni în masa oţelului.

Noile oţeluri cu un conţinut de 79 % Ni, 2−5 % C şi 0,25−0,30 % C pot fi utilizate în construcţiile navale, aerospaţiale sau de maşini-unelte, în cazurile în care se cer rezistenţe mari la temperaturi de ordinul sutelor de grade, ele prelucrîndu-se uşor şi fără tratamente termice ulterioare.

Aparat portativ pentru măsurarea rapidă a durităţii. In : Chimie Analitique, nr. 9, 1967.

Aparatul a fost construit în Anglia şi poate măsura duritatea diferitelor materiale. Mecanismul de bază este format dintr-o serie de resorturi, a căror forţă elastică este cunoscută, care opun o rezistenţă oarecare la mişcarea unui vîrf de diamant, atunci cînd acesta este pus în contact cu piesa de încercat.

Dacă se aplică aparatul pe o probă oarecare, resorturile se opun diamantului direct proporţional cu modulul de elasticitate al probei. O mişcare relativă a diamantului de 0,0025 mm este amplificată şi transformată în mişcare de rotaţie de aproximativ 6,35 mm la extremitatea acului indicator al cadranului.

Aluminiu expandat ca material de protecţie la automobile. In : Industrial Research, nr. 2, 1967.

Pentru amortizarea şocurilor pe care le suferă automobilele în timpul ciocnirilor, un grup de cercetători din S.U.A. au elaborat o metodă pentru obţinerea buretelui de aluminiu care este uşor şi rigid.

Montat în faţa maşinii, sub mască, el absoarbe şocul ciocnirii prin deformare, reducîndu-se astfel numărul de accidente grave.

Aluminiul expandat se realizează prin introducerea de hidruri metalice în masa acestuia. Odată obţinut, el poate fi turnat în forma dorită.

Se prevăd utilizări largi ale acestui metal sub formă de multistraturi, atît ca element de rezistenţă la şoc, cît şi ca material uşor pentru construcţii.

Stimularea materială a creşterii calităţii producţiei. In : Standartî i Kaciestvo, nr. 1, 1967.

În analiza pe care o face, autorul scoate în evidenţă o serie de aspecte legate de trecerea, în U.R.S.S., la noile condiţii de planificare a economiei, în care, concomitent cu creşterea rolului indicatorului beneficiu, cresc într-o măsură însemnată fondurile de stimulare şi apare posibilitatea folosirii lor şi pentru promovarea activităţii de îmbunătăţire a calităţii producţiei.

Fundamentarea ştiinţifică insuficientă a cifrelor de plan privitoare la volumul producţiei şi la nivelul beneficiului se dovedeşte a fi deosebit de dăunătoare în ce priveşte calitatea, deoarece în astfel de situaţii întreprinderile îşi îndreaptă ntreaga atenţie către îndeplinirea sarcinilor de plan cantitative, a căror realizare poate fi uşor verificată, neglijînd activitatea de îmbunătăţire a calităţii, domeniu în care evaluarea realizărilor este foarte dificilă datorită lipsei unor indicatori adecvaţi sau dificultăţilor pe care le ridică verificarea îndeplinirii lor. Pe de altă parte, în aceeaşi ordine de idei, de cele mai multe ori, nici beneficiarul nu are posibilitatea să depisteze la primirea produselor cazurile de scădere al nivelului calitativ al acestora, înrăutăţirea calităţii din punctul de vedere al siguranţei în funcţionare şi al duratei de viaţă, putînd apărea, de exemplu, numai după o îndelungată întrebuinţare. Faptul că adeseori planul de beneficii primit de întreprindere, ca şi planurile interne de productivitate a muncii şi de preţ de cost au o insuficientă bază ştiinţifică — cu toate consecinţele negative care decurg din această situaţie printre care : forţarea proceselor tehnologice, ajungîndu-se pînă la omiterea unora dintre operaţii, reducerea exigenţei organelor de control al calităţii şi suprimarea anumitor încercări şi verificări — se datoreşte în bună parte elaborării de plan fără participarea efectivă a serviciilor CTC. Din aceleaşi motive este necesar, de asemenea, ca la stabilirea cifrelor de plan referitoare la volumul de producţie şi la nivelul beneficiilor să ia parte activă Inspecţia calităţii din ministerele de resort.

La elaborarea planului de beneficii trebuie să se aibă în vedere şi faptul că în multe întreprinderi producţia realizată nu corespunde condiţiilor tehnice obligatorii, datorită în mare măsură greşelilor comise în anii precedenţi la stabilirea sarcinilor de plan de preţ de cost, care au provocat dificultăţi întreprinderilor în ceea ce priveşte ridicarea calităţii produselor la nivelul standardelor de stat îmbunătăţite, intrate în vigoare între timp. Din acest punct de vedere singura posibilitate de a asigura îmbunătăţirea calităţii producţiei şi respectarea prevederilor din standardele de stat constă în a accepta anumite creşteri ale costurilor de producţie,care vor fi însă recuperate la nivelul economiei naţionale, prin livrarea de către întreprinderile respective a unor produse de calitate corespunzătoare.

Activitatea unei întreprinderi nu poate fi apreciată corect, pe baze ştiinţifice, dacă nu se au în vedere foloasele efective pe care le aduce economiei naţionale producţia realizată. Această observaţie este valabilă, în special, pentru mijloacele de producţie, însă îşi găseşte aplicare şi în cazul bunurilor de consum. Din această cauză, constituirea fondului de cointeresare materială şi a fondurilor pentru acţiuni social-culturale şi construcţia de locuinţe trebuie să se facă în funcţie nu numai de volumul producţiei şi valoarea beneficiilor realizate, ci şi de eficienţa pe care produsele livrate, prin calitatea şi nivelul lor tehnic, o au pentru economia naţională.

Posibilitatea de cointeresare materială a lucrătorilor în îmbunătăţirea calităţii depinde în mare măsură de forma de salarizare folosită. Adeseori, plata în acord împiedică ridicarea calităţii producţiei şi îngreuiază introducerea noilor procese tehnologice din care cauză în anumite sectoare se dovedeşte utilă introducerea salarizării în regie. Acest lucru apare necesar în primul rînd în cazul operaţiilor tehnologice de mare răspundere, precum şi în situaţiile în care nu se dispune de metode şi mijloace eficiente de control al calităţii. Trecerea la plata în regie poate atrage după sine o scădere a productivităţii muncii datorită faptului că în sistemul de plată în acord depăşirile de normă sînt însoţite uneori de o înrăutăţire a calităţii. La nivel de economie naţională însă această scădere a productivităţii muncii îşi poate găsi o compensare ca urmare a creşterii calităţii producţiei. Pentru a preveni scăderea nivelului de cîştig al lucrătorilor prin trecerea de la plata în acord la cea în regie este necesar ca din fondul de cointeresare materială să fie defalcată o cotă din care să fie premiaţi muncitorii care realizează produse de calitate superioară.

Scăderea pierderilor prin rebuturi constituie unul din mijloacele principale de creştere a beneficiilor întreprinderii. Din acest punct de vedere ar fi util să se introducă sistemul de premiere a lucrătorilor şi în unele cazuri şi a personalului tehnico-ingineresc, în funcţie de reducerea rebuturilor faţă de plafonul planificat sau faţă de nivelul realizat în anul precedent. Aceste premii ar putea fi plătite atît din fondul de salarii, cît şi din cel de cointeresare materială.

În ceea ce priveşte premierea personalului serviciilor CTC se impune o îmbunătăţire radicală faţă de situaţia actuală în care plata premiilor este condiţionată şi de realizarea planului de producţie a sectoarelor în care activează, din care cauză controlorii nu sînt cointeresaţi material pentru creşterea exigenţei în oprirea pieselor, ansamblelor şi produselor care nu corespund integral documentaţiei tehnice.

Problema stimulării materiale se pune şi în legătură cu controlul efectuat de executant. Fiecare lucrător la locul său de muncă are posibilitatea să verifice calitatea operaţiilor executate la locurile de muncă precedente ceea ce în final permite să se reducă personalul serviciului CTC. Lucrătorii care primesc această împuternicire trebuie stimulaţi prin introducerea unui sistem special de premiere, deoarece în caz contrar cîştigul lor se va reduce ca urmare a timpului pe care-l folosesc pentru efectuarea controlului.

„HELY – COIL" o metodă modernă şi economică pentru repararea filetelor deteriorate

Principal, metoda comportă o spirală din sîrmă rombică din oţel nichel-crom inoxidabil şi anticorosiv cu o rezistenţă la tracţiune de 145 kgf/mm², formînd un filet concentric interior şi exterior de înaltă precizie. Montarea spiralei se face cu o unealtă specială. Pentru aceasta, partea inferioară a spiralei este prevăzută cu un ştift de antrenare în care se cuplează axul uneltei folosite pentru montare. În cazul găurilor de trecere, ştiftul de antrenare este îndepărtat după efectuarea operaţiei, iar în cazul găurilor înfundate, ştiftul nu trebuie îndepărtat. După montare în piesa respectivă, spirala formează un filet interior corespunzător dimensiunilor şi toleranţelor (DIN). În stare nemontată, diametrul exterior este mai mare, cu o valoare precis determinată, decît diametrul exterior al burghiului special de filetat, deoarece spirala trebuie să se afle în stare de comprimare, atît la montare, cît şi după montare.

Filetele deteriorate vor fi alezate cu ajutorul unui burghiu în spirală cu diametrul dinainte stabilit. Valorile etalon pentru adîncimea şi diametrul găurii pot fi extrase dintr-o diagramă. După efectuarea operaţiei de găurire se execută filetele HELY-COIL de înşurubare cu ajutorul unui burghiu special. Acest filet este tăiat, în general, printr-o singură operaţie. În cazul unor materiale speciale se procedează şi la o degroşare şi finisare prin aşchiere. Există diferite burghie de filetat HELY-COIL pentru diferitele regimuri de lucru şi pentru găuri înfundate sau de trecere. După executarea găurii de prindere, spirala este precomprimată într-o unealtă de montare specială şi înşurubată în orificiul realizat. Dacă este cazul, se îndepărtează ştiftul de antrenare şi, prin aceasta, se formează un filet rezistent la uzură şi foarte durabil. Filetele deteriorate se află di n nou în bună stare, iar piesa respectivă poate fi întrebuinţată perfect, la acelaşi diametru de filet.

Experienţele efectuate au dovedit că metoda considerată permite economisirea a 60–80% din costul şi necesarul de materiale, în raport cu metodele folosite pînă acum în acest domeniu. Practic, nu există nici un element sau piesă demontabilă de motor sau autovehicul unde să nu poată fi folosită ca mijloc de reparaţie. În reparaţiile auto, spiralele de reparare a filetelor deteriorate îşi găsesc aplicare la : orificiile pentru bujii, prezoanele de chiulasă, flanşa discului de roată, pompe de combustibil, angrenaje, demaroare, carterul diferenţialului, pompa de ulei, volant, caseta generatorului etc.

Recenzii

C. Ciocîrdia, V. Scripnic şi P. Babiciu. **Acţionarea hidrostatică a maşinilor agricole**. Bucureşti, Editura tehnică, 1967, 333 pag. 210 fig.

Compusă din trei capitole, lucrarea este consacrată probelor acţionări hidrostatice a maşinilor agricole şi tractoarelor.

Dezvoltarea în etapa actuală a agriculturii socialiste din ţara noastră impune dotarea masivă a acesteia cu tractoare maşini şi instalaţii agricole, care să permită extinderea şi diversificarea mecanizării agriculturii.

În ultima vreme, în construcţia maşinilor agricole, a căpătat o largă răspîndire tehnica automatizării, reglării şi acţionării principalelor organe în timpul procesului de lucru, precum şi mecanizarea unor operaţii, de exemplu a operaţiei de trecere de la poziţia de transport la cea de lucru, de dirijare a deplasării maşinii în timpul lucrului etc.

Această tendinţă generală de modernizare a construcţiei maşinilor agricole este bazată, în prezent, în primul rînd, pe introducerea sistemelor de acţionare hidrostatică.

Perfecţionarea constructivă şi extinderea acţionării hidrostatice a tractoarelor şi maşinilor agricole impune şi desvoltarea corespunzătoare a literaturii de specialitate respective, necesară atît proiectanţilor şi constructorilor din domeniul respectiv, cît şi specialiştilor din unităţile de exploatare.

În consecinţă, lucrarea considerată constituie un real sprijin în munca de documentare a specialiştilor din domeniul respectiv, literatura tehnică de specialitate din ţară şi străinătate fiind deficitară sub aspect informativ.

În primul capitol al lucrării se prezintă şi se analizează structura sistemelor de comandă hidrostatică a maşinilor agricole. Se realizează studiul cinematic şi dinamic al diverselor sisteme, precum şi calculul principalilor parametri — cursa motorului hidrostatic de acţionare, viteza şi acceleraţia motorului, forţa sau momentul necesar pentru acţionarea elementului motor al mecanismului, presiunea uleiului în instalaţie, puterea şi debitul motorului şi pompei — pentru ridicarea şi coborîrea maşinilor agricole suspendate sau a organelor maşinilor de lucru tractate, reglarea turaţiei, conducerea tractoarelor şi maşinilor agricole autodeplasabile, pentru mărirea aderenţei roţilor motoare ale tractoarelor, pentru reglarea automată a regimului optim de funcţionare a maşinilor agricole etc.

Al doilea capitol este consacrat calculului şi construcţiei elementelor ce constituie instalaţia de comandă hidrostatică; pompe cu roţi dinţate, pompe cu palete cu dublă acţiune, cu pistoane axiale, cu pistoane plonjoare acţionate cu excentric; motoare hidrostatice rotative, oscilante şi rectilinii; distribuitoare cu sertar cu mişcare rectilinie, cu sertar rotativ şi cu sertar rotativ-rectiliniu; supape, filtre, rezervoare, acumulatoare hidrostatice, conducte. Se evidenţiază particularităţile constructive şi de calcul, prezentîndu-se în acelaşi timp, sub formă de tabele, principalele caracteristici ale elementelor standardizate. În plus, se dau diferite indicaţii referitoare la materialele de construcţii şi la tehnica de fabricaţie pentru piesele principale.

În cadrul celui de-al treilea capitol se examinează, din punct de vedere constructiv şi funcţional, o serie de instalaţii de comandă hidrostatică pentru diverse tractoare şi maşini agricole fabricate în ţară sau străinătate. Se examinează totodată diversele probleme ale exploatării şi întreţinerii instalaţiilor de comandă hidrostatică.

Lucrarea se adresează inginerilor şi tehnicienilor care lucrează în proiectarea şi fabricarea maşinilor agricole şi tractoarelor, specialiştilor din institutele de cercetări, precum şi inginerilor mecanici şi tehnicienilor din întreprinderile agricole.

Poate fi utilizată cu deosebită eficienţă şi în cadrul învăţămîntului superior tehnic şi agricol.

Revista Revistelor

Stanki i instrument, nr. 12/1967: *Zoskutov, V. I.* — Introducerea sistemelor automatizate în întreprinderile constructoare de maşini; *Kaminskaia, V. V.* — — Determinarea înălţimii fundaţiilor maşinilor-unelte grele în funcţie de proprietăţile solului; *Vragov, Iu. D.*, *Gondin, Iu. N.* şi *Popov, N. I.* — Transmisie diferenţială a arborelui maşinii de frezat; *Erofeev, A. A.* — Metodă grafoanalitică de calcul al proceselor tranzitorii la transmisiile electrice cu amplificator magnetic; *Barbarciuc, V. I.* — Analiza funcţionării maşinilor verticale cu două corpuri pentru broşare exterioară; *Geiler, Z. Ş.* — Dispozitiv pentru reglarea automatelor pentru rectificare frontală pe două suprafeţe: *Bondar, S. E.* şi *Vilner, G. S.* — Studiul vibraţiilor maşinilor de rectificat; *Iakobson, M. O.* şi *Şumiaţkii, B. L.* — Determinarea limitei domeniului de utilizare a maşinilor-unelte din grupa strunguri; *Gracev, B. M.* ş.a. — Arbori antrenaţi hidraulic la turaţii ridicate pentru prelucrarea sticlei; *Rassohin, V. Ia.*, *Sokolov, Iu. N.* şi *Nepomnişcii, Iu. L.* — Cap pentru alezarea cu precizie foarte înaltă a lagărelor hidrostatice; *Partenskii, B. M.* — Precizia cinematică a maşinilor de frezat roţi dinţate; *Barzam, R. B.* — Automatizarea montajului motoarelor de automobil; *Krinkovskih, N.D.* — Îmbunătăţirea tehnologiei de fabricaţie a şuruburilor transmisiilor şurub-piuliţă; *Proskuriakov, Iu. G.* şi *Melnikov, B. A.* — Profilarea dinţilor rolelor pentru presarea canelurilor prin metoda desfăşurării; *Şevcenko, N. A.* şi *Maksakova, E. N.* — Analiza schemelor profilului de rectificare al frezelor-melc conice; *Ştefankov, M. V.* — Studiul componentei axiale a forţei de aşchiere la filetarea cu tarozi-piuliţă; *Ceaţkii, V. L.*, *Lepa, E. F.* şi *Parfetiev, Iu. A.* — Simplificarea reglajului maşinii verticale de frezat model 6 A 12 P; *Barskii, A. E.* ş.a. — Dispozitiv pentru orientarea relativă de precizie a dinţilor la prelucrarea roţilor dinţate cu mai multe coroane; *Artanşenko, E. K.* — Dispozitiv pentru reglarea micrometrelor; *Perov, E. N.* — Dispozitiv pentru repararea utilajelor cu gabarite mari; *Iaşinski, G. I.* — Dezvoltarea construcţiei şi tehnologiei de fabricaţie ale burghielor.

Maşinostroitel, nr. 12/1967 : *Ivanov, D. P.* — În întîmpinarea celui de-al cincilea congres al organizării ştiinţifice a producţiei în construcţia de maşini ; *Belov, I. V.* — Creşterea eficienţei organizării ştiinţifice a producţiei ; *Fedotenko, N. S.* — Forumul gîndirii tehnice ; *Kandaş, S. A.* — Progresul tehnic sub controlul colectivităţii ; *Diakov, A. Ia.* şi *Ghirşovici, M. M.* — Organizarea tehnico-ştiinţifică în uzină ; *Jukova, L. I.* — Mai mare atenţie unificării colective ; *Oparin, E. L.* şi *Zverev, V. A.* — Efortul pentru economie ; *Vitis, I. L.* — Organizarea tehnico-ştiinţifică şi tehnica nouă ; *Gofman, B. I.* — Organizarea tehnico-ştiinţifică în lupta pentru creşterea productivităţii muncii ; *Şurighin, A. I.* şi *Romanov A. I.* — Consiliul uzinal a organizaţiei tehnico-ştiinţifice ; *Egherman, B. G.* — Universitatea progresului tehnic ; *Dranovskii, M. G* — Cleiul în construcţia de maşini ; *Korsak, V. V.* ş.a. — Clei ţiakrin ; *Borisov, F. B.* — Clei cu întărire la rece ; *Obuhovskaia, O. F.* — Clei pe bază de lianţi de fosfaţi de aluminiu ; *Andrianov, K. A., Kudişina, V. A.* şi *Jdanov, A. A.* — Clei rezistent la temperaturi ridicate pe baza combinaţiei elementelor organice ; *Bajanova, E. V.* şi *Smîskov, I. I.* — Clei metalic ; *Grjimalski, L. L.* şi *Koromîslova, G. I.* — Îmbinarea metalelor cu aliaje de galiu ; *Tihomirova, O. I.* ş.a. — Îmbinarea materialelor cu aliaje dure de difuziune pe bază de galiu ; *Maiorova, E. A.* — Clei sintetic în construcţia de maşini-unelte ; *Dumaevskii, P. S.* şi *Elkina, N. A.* — Utilizarea cleiurilor în diferite construcţii ; *Şapalina, A. N.* — Îmbinările cu clei în înzestrarea tehnologică ; *Rubencik, S. A.* şi *Popov, G. G.* — Îmbinarea pieselor laminate din oţel cu clei ; *Artamohin, N. I., Miheeva, V. V.* şi *Şaronova, M. S.* — Materiale nemetalice de lipit ; *Zamanskii, I. M.* şi *Dranovskii, M. G.* — Clei pentru construcţii metalice ; *Mulin, In. I.* — Cap pentru frezarea nuturilor de pană ; *Balanin, Iu. P.* — Riglă pentru toleranţe şi ajustaje ; *Truşecikin, V. D., Kniajiţkii, A. I.* şi *Hazarov, Iu. I.* — Instalaţie cu radiaţii termice pentru încălzirea aliajelor de titan ; *Avakov, A. A.* şi *Umanskaia, A. N.* — Aşchierea cu şpan ; *Lesnicii, E. A.* — Ajutor necesar ; *Ponomarev, L. D.* — Conferinţa tehnico-ştiinţifică asupra aşchierii metalelor de la Moscova.

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 10/1967 : *Polianskii, V. G.* — Despre terminarea pregătirii şi trecerea tuturor întreprinderilor de resort la noul sistem de planificare şi stimulare economică ; *Şpodarenko, I. P.* ş.a. — Încercări comparative de laborator şi în exploatare ale tractoarelor agricole ; *Obriadin, V. G.* şi *Hanukov, A. A.* — Despre indicii de normare a durabilităţii aparaturii de alimentare cu combustibil a motoarelor Diesel ; *Skundin, G. L.* şi *Utkin-Liubovţev, O. L.* — Căile de mărire a durabilităţii arborilor şi lagărelor transmisiilor de tractoare ; *Domnîşev, M. P., Mazur, B. I.* şi *Aşmarin, N. M.* — Determinarea randamentului mecanic al turbocom — presorului TKR-11 ; *Luşciţkii, Iu. V.* şi *Poliakovskii, G. M.* — Despre variaţia temperaturii aerului pulverizatorului ; *Vzorov, B. A.* ş.a. — Studiul cauzelor deformării cămăşilor de cilindru la montajul motorului ; *Smirnov, G. A., Sitnikova, T. A.* şi *Firsanova, E. N.* — Studiul influenţei filtrării centrifuge a uleiului pentru motoare diesel asupra separării impurităţilor ; *Şkarupa, V. T.* — Perspectivele de dezvoltare ale maşinilor pentru culturi tehnice de legume şi fructe ; *Cernikov, V. G.* — Coeficientul de frecare al paielor de in ; *Lukin, I. N.* — Devierea tulpinei la tăierea fără reazem ; *Baranov, A. A.* — Alegerea raportului optim dintre vitezele de rotaţie şi de translaţie ale încărcătorului de făină de cereale ; *Gadjiev, T. M.* — Stropirea culturilor agricole cu maşini de irigare, din reţele de irigare închise ; *Lordkipanidze, T. G.* — Studiul aparatelor de recoltat ceai ; *Iakimov, Iu. I.* şi *Volosnikov, S. I.* — Studiul experimental al împrăştierii îngrăşămintelor cu aparate centrifuge ; *Ţiţiv, M. V* — Parametrii furcilor maşinilor vibratoare pentru strîngerea recoltei de tufărişuri baciforme ; *Tenenbaum, M. M.* — Alegerea materialelor rezistente la uzură pentru organele maşinilor agricole ; *Akulov, N. D.* şi *Perevalova, L. I.* — Malaxor universal pentru nutreţ, tip DKU-1,0 ; *Riadnîh, V. V.* — Împrăştietor rotativ de îngrăşăminte minerale ; *Mihailova, L. S.* — Organizarea muncii pe linii automate ; *Topcii, L. S.* — Pregătirea pentru trecerea la operaţii uzinale în gospodăria chibzuită ; *Kublanov, V. L.* — O nouă tehnologie de fabricaţie a segmenţilor aparatelor de tăiere ale maşinilor pentru recoltare ; *Andreeva, E. N.* — Pompe de combustibil ale firmei Bosch ; *Liberman, K. E.* şi *Varlamov G. P.* — Unele particularităţi ale construcţiei maşinilor americane de împrăştiat bălegar.

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAŢIEI

Raţionalizează producţia, contribuie la creşterea productivităţii şi micşorează costurile de fabricaţie.

Confecţionează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe şi uşor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor şi pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de aşteptare şi timpi morţi în ateliere.

Creează condiţiile pentru introducerea unei planificări raţionale în ateliere, pentru încărcarea justă a maşinilor şi pentru combaterea rebuturilor.

În combinaţie cu fişe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe ţări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricaţiei.

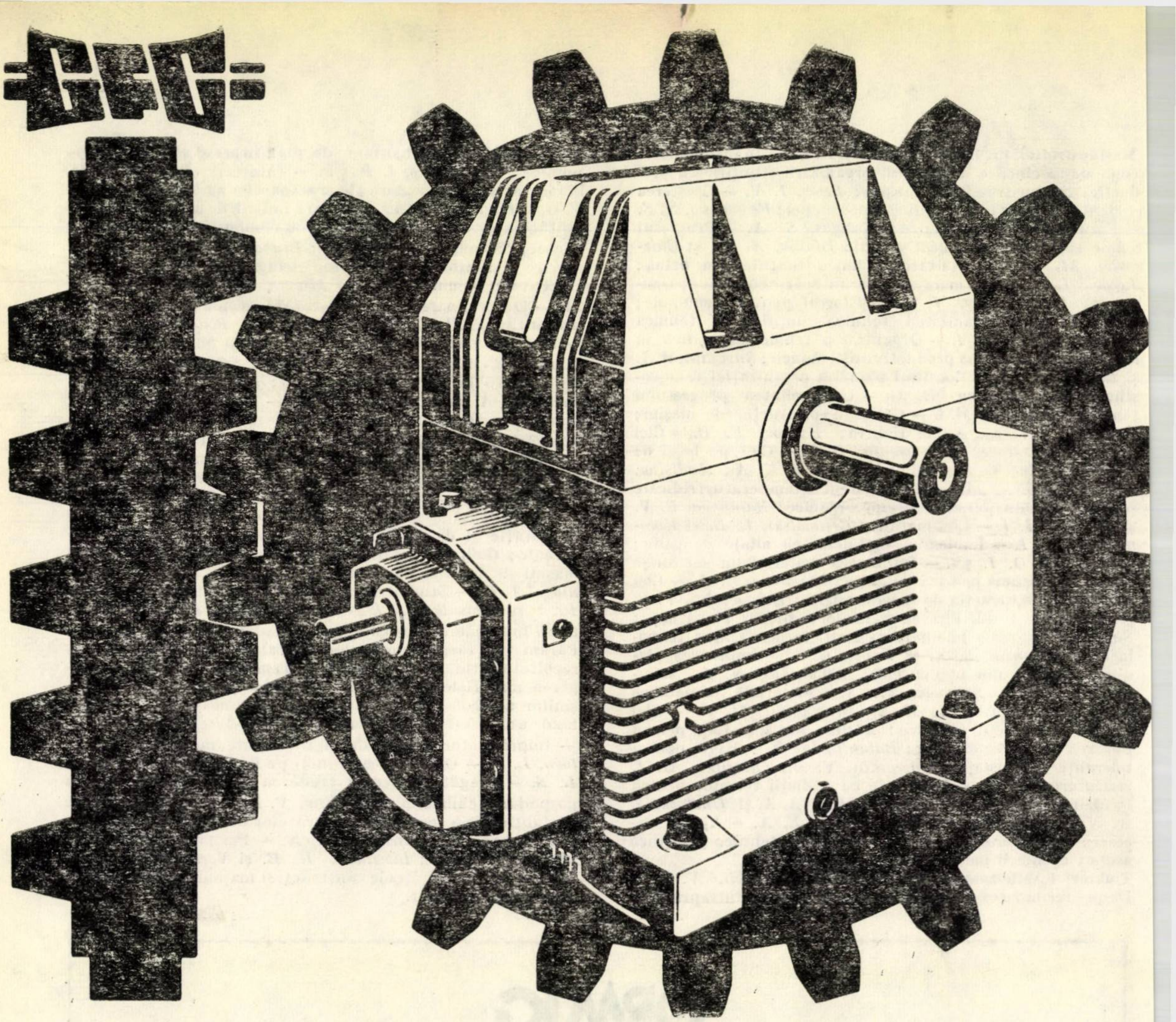
Rugăm cereţi prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG

ORGANISATIONS-MITTEL GmbH

1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 87—91

GFG



Noi angrenaje cilindrice melcate de mare putere

Noile noastre angrenaje cilindrice melcate de mare putere sînt mijloace eficiente pentru rezolvarea problemelor de antrenare. Diferitele tipuri constructive își găsesc aplicare în construcția de mașini și aparate, pentru mașinile de construcții și în tehnica transportului.

Livrarea se face în 3 serii constructive :

angrenaje melcate cu melcul amplasat la partea inferioară (seria 10 U) ;

angrenaje melcate cu arborele de antrenare vertical, amplasat în sus sau în jos (seria 10 V) ;

angrenaje melcate cu arbore de antrenare pentru montarea unui motor cu flanșe (seria 12 W),

în cîte 5 mărimi, cu distanța dintre axe de 125 — 315 mm,

cu un raport de multiplicare de 10 : 1 — 53 : 1.

Rapoarte de demultiplicare mai mari, pînă la 250 : 1, prin cuplarea unei trepte suplimentare de roți dințate cilindrice, cu ajutorul unor flanșe, la seria 10 U și 10 V.

Puterea, cuprinsă între 1 kW și 87 kW, la o turație de 1 400 rot/min. Dintre calitățile deosebite menționăm : nivelul redus de zgomot, un randament mare în raport cu alte angrenaje elicoidale, precum și o formă modernă a angrenajului.

Materiile prime de înaltă calitate, oțelul special 20CrMo4 pentru cilindrii melcați și bronzul zincat G—CuSn14 pentru roata dințată, garantează o durabilitate mare. Faptul că acestei realizări moderne a noastre i s-a conferit medalia de aur la Tîrgul de mostre de la Leipzig în primăvara anului 1967 dovedește nivelul tehnic înalt și calitatea angrenajului.

Informații detaliate puteți obține sub indicația A 39/68.

VEB GETRIEBEWERK COSWIG D.D.R. — 8252 COSWIG

Informații la :

AMBASADA R.D.G. ÎN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
Reprezentanța comercială TKB Invest Export
București, Republica Socialistă România
Calea Dorobanților, 14

INVEST EXPORT

DEUTSCHER INNEN- UND AUSSENHANDEL
D.D.R. — 108 Berlin Taubenstrasse 7—9
Telegrame : DIAINVESTA
Telex : 011 2695 d

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

INVEST EXPORT

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

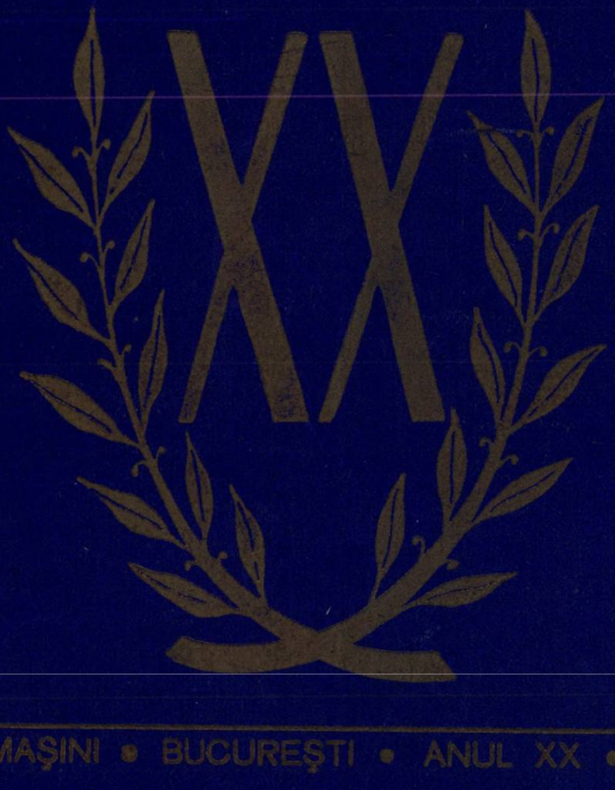
UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

1968 12 1968 06

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI



6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 6 • IUNIE 1968

UZINA **GRIVITA ROȘIE** WERKE

GRIRO

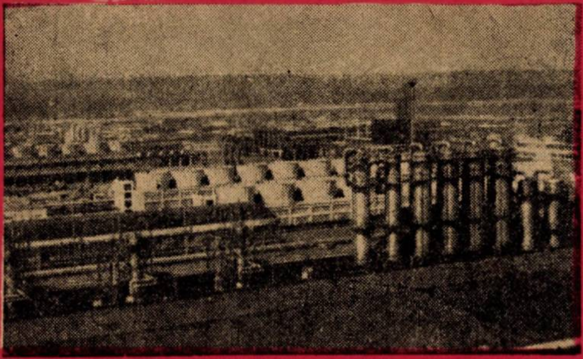
ROMANIA
BUCUREȘTI

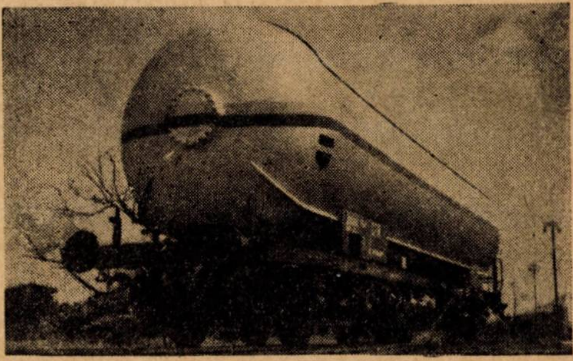
Construiește instalații de:

- ACID SULFURIC
- ACID FOSFORIC
- AMONIAC
- UREE
- NEGRU DE FUM
- SODĂ CAUSTICĂ
- ÎNGRĂȘĂMINTE COMPLEXE
- ACID AZOTIC
- PIROLIZĂ etc.

Baut Anlagen für:

- SCHWEFELSÄURE
- PHOSPHORSÄURE
- AMMONIAK
- HARNSTOFF
- RUSS
- ÄTZNATRON
- COMPLEXE DÜNGERMITTEL
- SALPETERSÄURE
- PYROLYSE u. a.





Instalații de rafinării

Xilen
Instalații de distilare atmosferică
Instalații de cracare catalitică

Raffinerieanlagen

Xylen
Atmosphärische Distillation
Katalytische Krackanlagen

Vagoane cisternă de 46,6 m^3, 60 m^3 și 90 m^3, cazane de abur tip C.T.F. și L.K. Diverse utilaje pentru industria chimică și petrochimică, în cooperare cu alte întreprinderi

Kesselwagen von 46,6 m^3, 60 m^3, 90 m^3. Dampfkessel Typ C.T.F. und L.K. Verschiedene Ausrüstungen für die chemische und petrochemische Industrie, in Zusammenarbeit mit anderen Firmen

E 3279

SR
BRAȘOV

Uzina de
AUTOCAMIOANE
Brașov

Strada Poienilor Nr. 5 - tel. 20220

UZINA 23 AUGUST

BUCUREȘTI - BD. MUNCII 256 - SECTORUL 3 - TELEFON 216030

FAUR

execută și livrează

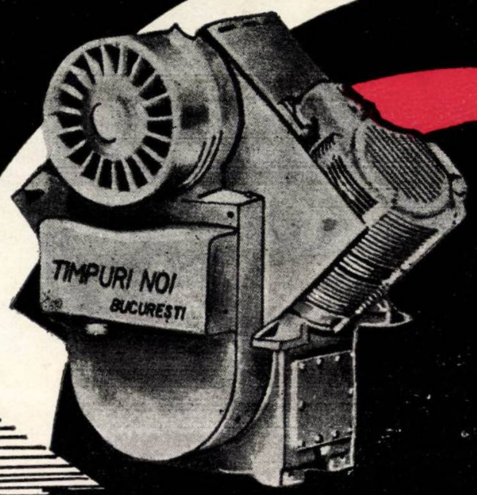
- Locomotive Diesel mecanice de 120 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP și de 450 CP, ecartament normal și îngust
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP și de 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP și cu 12 cilindri, de 400—1200 CP
- Grupuri de foraj și pompare cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—20 at
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operațiuni tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t 24 h ; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnal de 1700 m^3 (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire etc)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5; 4; și 5 t/șarjă și cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid și oțel aliat de scule
- Piese turnate din oțel pînă la 15 t buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t buc.

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

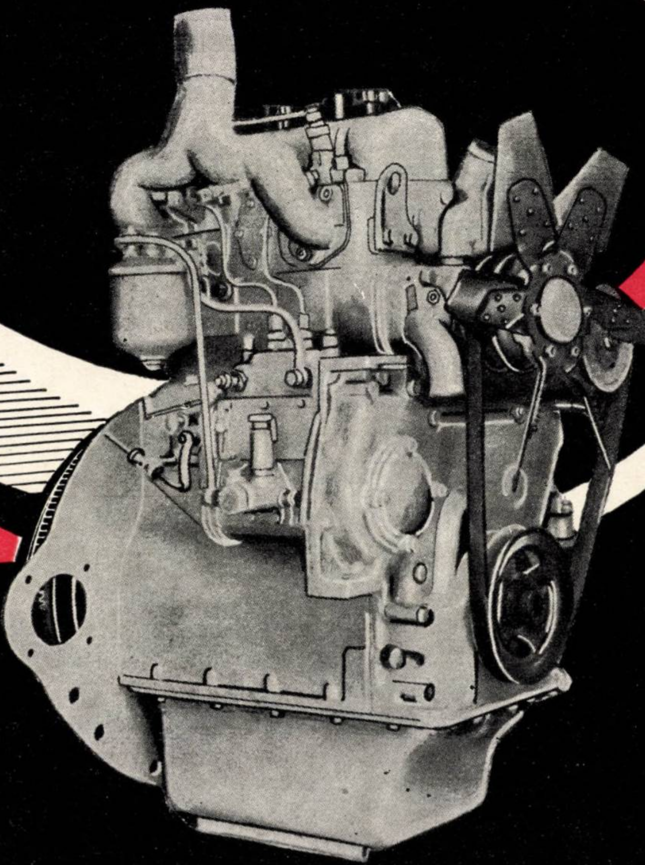
BUCUREŞTI

Execută şi livrează
în ţară şi străinătate:



Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- **Utilaje de construcţii**
- **Utilaje pentru agricultură**
- **Pompe de uz general şi speciale**
- **Generatoare de c.a şi c.c.**
- **Motocare şi motoridicătoare**
- **Ambarcaţiuni**
- **Utilaje pentru silvicultură.**



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni $4 \div 14$ kgf/cm^2 pentru:

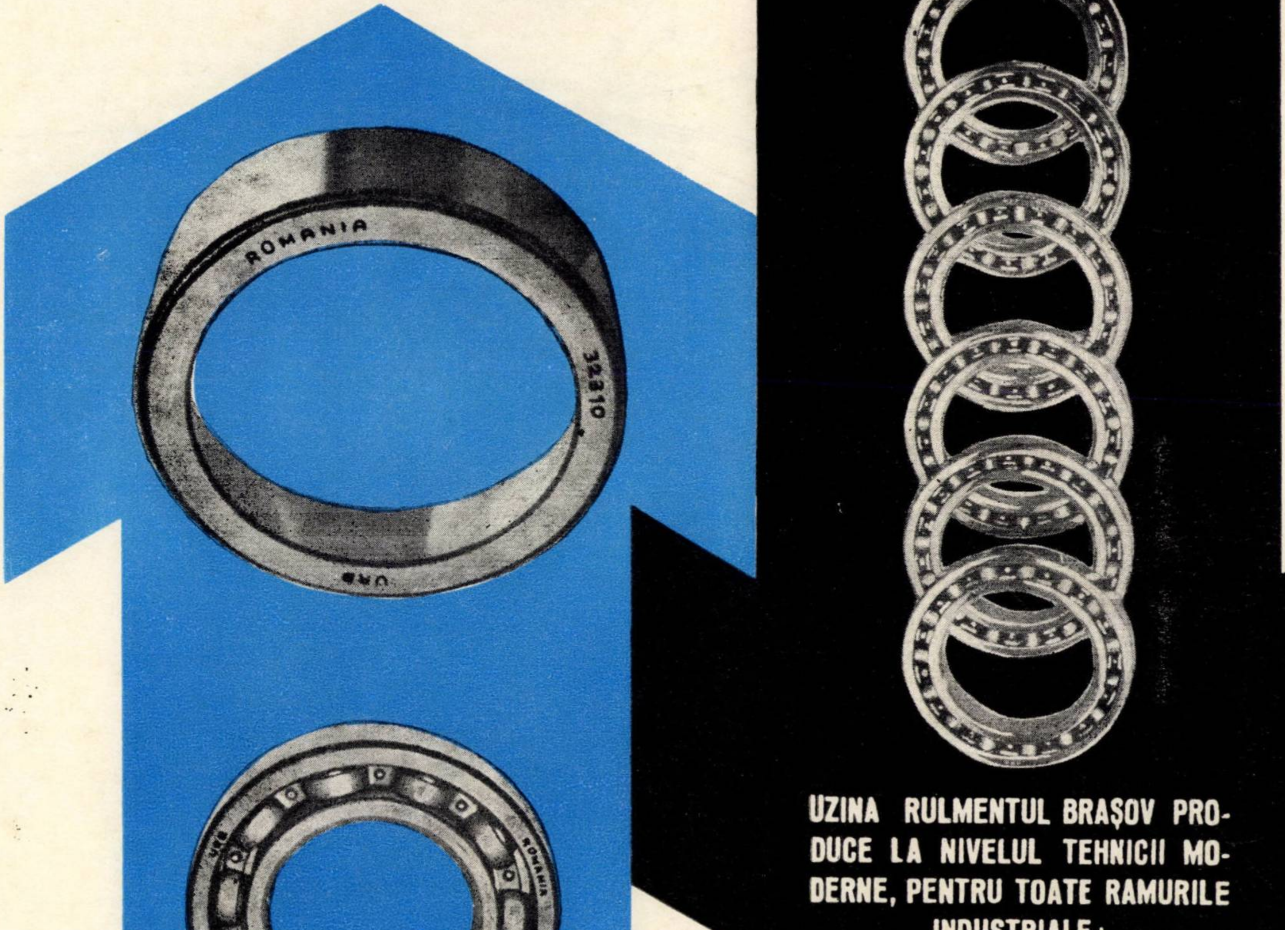
- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

Pentru rezolvarea problemelor dvs. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

UZINA
rulmentul
BRASOV

URB



UZINA RULMENTUL BRAȘOV PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE, PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșele arborelui cu camă

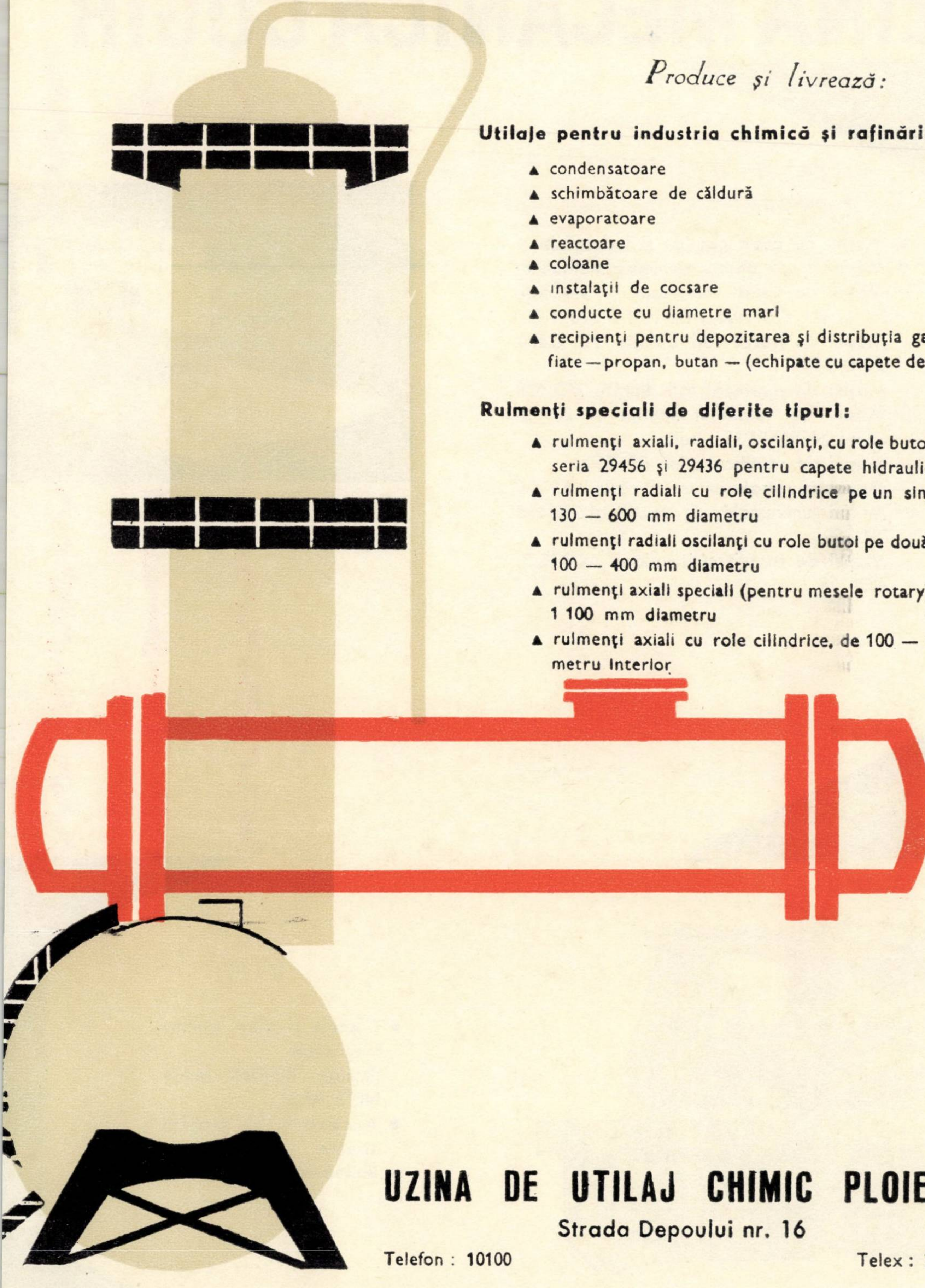
Str. 13 Decembrie nr. 96 — telefon 2.06.41 — telex 012245

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.



Produce și livrează:

Utilaje pentru industria chimică și rafinării:

- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- evaporatoare
- reactoare
- coloane
- instalații de cocsare
- conducte cu diametre mari
- recipienți pentru depozitarea și distribuția gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuție)

Rulmenți speciali de diferite tipuri:

- rulmenți axiali, radiali, oscilanți, cu role butoi asimetrice, seria 29456 și 29436 pentru capete hidraulice
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

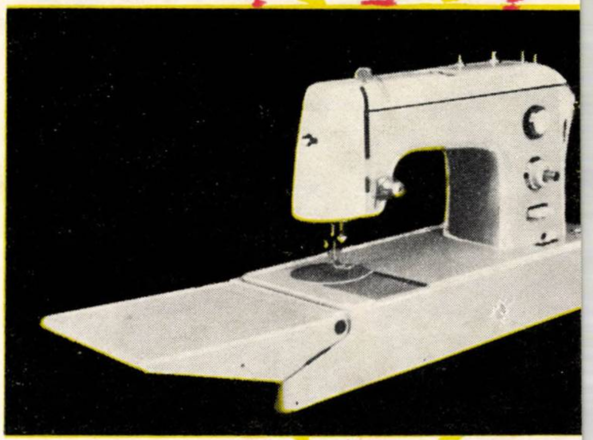
Strada Depoului nr. 16

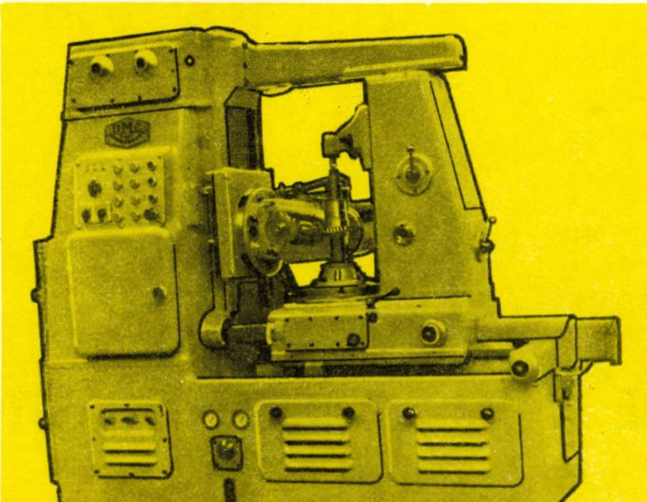
Telefon : 10100 Telex : 2.22.74

UZINA MECANICĂ CUGIR

produce:

- Maşini de cusut casnice şi industriale
- Maşini-unelte pentru aşchierea metalelor:
  - Maşini de frezat universale şi verticale FU 1; FU 320 (400); FV 1; FV 320 (400)
  - Maşini de frezat roţi dinţate FD 320 A si FD 500
  - Maşini de mortezat roţi dinţate MD 500
  - Maşini de rectificat interior RI 80 (licenţa NOVARESE – Italia)
  - Maşini de rectificat plan RP 250
  - Maşini universale de ascuţit scule UAS 200
  - Maşini universale de rectificat rotund RU 200
  - Maşini de ascuţit cuţite plane ACP 13,5; ACP 28.





- Cuplaje şi frîne electromagnetice (licenţa BINDER - MAGNETE RFG)
- Accesorii de maşini-unelte
- Ridicătoare hidraulice

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1983

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, IUNIE 1968, Nr. 6

CUPRINS

* * *	**Cu privire la Conferința republicană de motoare cu ardere internă.**	323
Demian T. și Tudor, D. :	**Asupra ajustajelor presate și cu joc din mecanica fină.**	332
Patarinski P., Pașov, St., Trandafilof, T. și Bujinov, B. :	**Cercetări experimentale privind influența vibrațiilor de înaltă frecvență asupra prelucrării găurilor de diametru mic.**	339
Mereț, N. :	**Cu privire la calculul și alegerea rațională a instalațiilor miniere de extracție.**	343
Năstăsoiu, S. :	**Studiu privind transmiterea cuplului motor la puntea din față a tractorului U-651, în vederea evitării circulației puterii parazite.**	354
Raicu, A. ;	**Mecanisme cu trei elemente în construcția mașinilor.**	360
Ciucă, C., Drugescu, E., Georgescu, V. și Popescu, R. :	**Influența structurii inițiale și a îmbătrînirii asupra coroziunii oțelurilor E și 09G2.**	365
Moțoiu, R. ;	**Aspecte ale aplicării sistemului de toleranțe ISO în Republica Socialistă România.**	371
BREVETE		376
DOCUMENTARE		377
CRONICĂ		384
RECENZII		386

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili : prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și Conf. ing. M. Soare.
Membri : ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă, prof. ing. I. Grosu, conf. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.
Redactor : ing. Eliza Petrescu

SUMAR

CZ 681.621.753.2

Demian, T. şi *Tudor, D.* : **Asupra ajustajelor presate şi cu joc din mecanica fină.**

Se prezintă o serie de consideraţii cu privire la limitele extinderii concluziilor ce apar la aplicarea principiilor de calcul pentru ajustajele din construcţia de maşini, la ajustajele din mecanica fină.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 332–338

CZ 621.9.048.4–47.001.5

Patarinski, P., Paşov, St., Trandafilov, T. şi *Bojinov, B.* : **Cercetări experimentale privind influenţa vibraţiilor de înaltă frecvenţă asupra prelucrării găurilor de diametru mic.**

Se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale în legătură cu influenţa vibraţiilor de înaltă frecvenţă asupra uzurii burghielor, a preciziei şi rugozităţii suprafeţelor, în cazul prelucrării găurilor de diametru redus.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 339–343

CZ 622.673.6.001.24

Mereţ, N. : **Cu privire la proiectarea şi alegerea raţională a instalaţiilor miniere de extracţie.**

Se analizează problema calculului şi a posibilităţilor de comparare a parametrilor energetici ai instalaţiilor de extracţie minieră cu unul sau mai multe cabluri.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 343–353

CZ 629.114.2

Năstăsoiu, S. : **Studiu privind transmiterea cuplului motor la puntea din faţă a tractorului U-651, în vederea evitării circulaţiei puterii parazite.**

Se analizează cauzele apariţiei circulaţiei de putere la tractoarele cu patru roţi motoare propunîndu-se o soluţie constructivă pentru înlăturarea fenomenului la tractorul U-651.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 354–359

CZ 621–231.322.2

Raicu, A. : **Mecanisme cu trei elemente în construcţia maşinilor.**

Se evidenţiază variantele structurale ale mecanismului cu trei elemente, obţinute prin utilizarea diferitelor tipuri de cuple cinematice.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 360–364

CZ 669.14.018.293 : 620.193

Ciucă, C., Drugescu, E., Georgescu, V. şi *Popescu, R.* : **Influenţa structurii iniţiale şi a îmbătrînirii asupra coroziunii oţelurilor E şi 09G2.**

Se prezintă rezultatele experimentale obţinute în legătură cu influenţa structurii iniţiale şi a îmbătrînirii asupra corodării oţelurilor pentru nave E şi 09G2.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 365–370

CZ 621.753.1 : 338.04

Moţoi, R. : **Aspecte ale aplicării sistemului de toleranţe ISO în Republica Socialistă România.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 371–375

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando nr. 2, sector 1. Telefon: redactor şef 14.63.86; secretar general de redacţie 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.

Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5307.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 681 : 621.753.2

Демьян, Т. и *Тудор, Д.*: **О прессованных посадках в тонкой механике.**

Излагается ряд соображений по вопросу предела выводов, возникающих при применении принципов расчета для посадок в машиностроении, при посадках в тонкой механике.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, стр. 332–338

ДК 621.9.048.4–47.001.5

Патарински, П., Пашов Шт., Трандафилов, Т. и *Божинов, Б.*: **Экспериментальные исследования влияния вибраций частоты на обработку отверстий с малым диаметром.**

Приводится ряд экспериментальных исследований в связи с влиянием вибраций высокой частоты на износ сверла, точность и шероховатость поверхностей в случае обработки отверстий с малым диаметром.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, стр. 339–343

ДК 622.673.6.001.24

Мерец, Н.: **К вопросу проектирования и рационального выбора горнорудных добывающих установок.**

Рассматривается вопрос расчета и возможности сравнения энергетических параметров горнорудных добывающих установок с одним или с несколькими кабелями.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, стр. 343–353

ДК 629.114.2

Нэстэсою, С.: **Изучение вопроса о передаче переднему мосту трактора У-651 вращающегося момента в целях избежания циркуляции паразитной мощности.**

В статье анализируются причины появления циркуляции мощности на тракторах с четырьмя ведущими колесами, при этом предлагается конструктивное решение по удалению этого явления на тракторе У-651.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, стр. 354–359

ДК 621–231.322.2

Райку, А.: **Механизмы с тремя элементами в машиностроении.**

Приводятся структурные варианты трехэлементных механизмов, полученных путем применения различных типов кинематических пар.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, стр. 360–364

DK 669.14.018.293 : 620.193

Чиукэ, К., Друджеску, Е., Джиорджеску, В. и *Попеску, Р.*: **Влияние начальной структуры и старения на коррозию стали Е и 09Г2.**

Приводятся экспериментальные результаты, полученные в связи с влиянием начальной структуры и старения на коррозию стали Е и 09Г2 для суден.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, стр. 365–370

DK 621.753.1 : 338.04

Моцоиу, Р.: **Аспекты приспособления системы допусков в Социалистической Республике Румыния.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, стр. 371–375

INHALTSVERZEICHNIS

DK 681 : 621.753.2

Demian, T. und *Tudor, D.*: **Uber die Bewegungs- und Pressitze in der Feinmechanik.**

Die Verfasser stellen eine Reihe von Erwägungen auf inwieweit die Schlussfolgerungen in bezug auf die Anwendung der Berechnungsprinzipien für die Passungen im Maschinenbau auf die Feinmechanik ausgedeht werden können.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 6, S. 332–338

DK 621.9.048.4–47.001.5

Patarinski, P., Paşov, St., Trandafilov, T. und *Bojinov, B.*: **Versuchsforschungen über den Einfluss der Hochfrequenzschwingungen auf die Bearbeitung von Öffnungen mit kleinem Durchmesser.**

Es werden die Ergebnisse von Versuchsforschungen im Zusammenhang mit dem Einfluss der Hochfrequenzschwingungen auf den Bohrerverschleiss, auf die Genauigkeit und die Unebenheiten der Flächen bei der Bearbeitung von Bohrungen mit geringem Durchmesser dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 6, S. 339–343

DK 622.673.6.001.24

Mereţ, N.: **Uber den Entwurf und die rationelle Auswahl der Förderanlagen für den Bergbau.**

Es wird das Problem der Berechnung und der Vergleichsmöglichkeiten der energetischen Parameter für Schachtförderanlagen mit einem oder mehreren Seilsträgen analysiert.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 6, S. 343–353

DK 629.114.2

Năstăsoiu, S: **Studie über die Ubertragung des Drehmoments an der Vorderachsenbrücke des U-651-Traktors, zur Vermeidung der Verbreitung störender Kräfte.**

Es werden die Ursachen der Verbreitung der Kräfte an Traktoren mit Vierradantrieb analysiert und eine konstruktive Lösung für die Beseitigung dieser Erscheinung an dem U-651-Traktor vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 6, S. 354–359

DK 621–231.322.2

Raicu, A.: **Mechanisme mit drei Elementen im Maschinenbau.**

Es werden die Strukturvarianten des Mechanismus mit drei Elementen beschrieben, die durch die Verwendung verschiedener kinetischer Momente erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 6, S. 360–364

DK 669.14.018.293 : 620.193

Ciucă, C., Drugescu, E., Georgescu, V. und *Popescu, R.*: **Einfluss der ursprünglichen Struktur und der Alterung auf die Korrosion der Stahlmarken E und 09G2.**

Es werden die im Zusammenhang mit dem Einfluss der ursprünglichen Struktur und der Alterung auf die Korrosion der für den Schiffbau verwendeten Stähle E und 09G2 erzielten Versuchsdaten dargelegt.

Construcţia de Maşini 20(1968), H. 6, S. 365–370

DK 621.753.1 : 338.04

Moţoiu, R.: **Aspekte der Anpassung des IOS-Toleranzsystems in der Sozialistischen Republik Rumänien.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 6, S. 371–375

CONTENTS

DC 681 : 621.753.2

Demian, T. and *Tudor, D.* : **Concerning the shrinkage and clearance fits in fine mechanics.**

Some considerations are made concerning the limits of the extension of the conclusions drawn from the application of the calculus principles for mechanical engineering fits to fine mechanics fits.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 332–338

DC 621.9.048.4–47.001.5

Patarinski, P., *Paşov, St.*, *Trandafilov, T.* and *Bojinov, B.* : **Experimental researches concerning the influence of high-frequency vibrations on the working of small-diameter holes.**

The results are given of experimental researches regarding the influence of high-frequency vibrations on drill wear, as well as on the precison and roughness of surfaces in the case of small-diameter hole working.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 339–343

DC 622.673.6.001.24

Mereţ, N. : **Concerning the designing and rational choice of mining extraction installations.**

The calculus problems and the possibilities of comparing the energetic parameters of the mining extraction installations with one or several cables are discussed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 343–353

DC 629.114.2

Năstăsoiu, S. : **A study concerning the transmission of the torque in the front axle of U-651 tractor in order to avoid the power circulation.**

The causes of the occurence of power circulation in four-wheel tractors are analysed and a constructive solution for overcoming this phenomenon in U-651 tractors is suggested.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 354–359

DC 621–231.322.2

Raicu, A. : **Three-element mechanisms in the construction of machines.**

The structural variants of the three-element mechanisms, obtained by the utilization of the different types of kinematic couples, are explained.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 360–364

DC 669.14.018.293 : 620.193

Ciucă, C., *Drugescu, E.*, *Georgescu, V.* and *Popescu, R.* : **The influence of the initial structure and ageing on the corrosion of E– and 09G2 steels.**

The experimental results obtained as concerns the influence of the initial structure and ageing on the corrosion of ship steels E and 09G2 are pointed out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p. 365–370

DC 621.753.1 : 338.04

Moţoiu, R. : **Aspects of the adoption of the I.S.O. tolerance system in the Socialist Republic of Romania.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 6, p 371–375

SOMMAIRE

CD 681 : 621.753.2

Demian, T. et *Tudor, D.* : **Sur les ajustements par frettage et avec jeu employés dans la mécanique fine.**

On présente une série de considérations sur les possibilités d'étendre dans le domaine des ajustements employés dans la mécanique fine les conclusions tirées du calcul des ajustements utilisés dans la construction mécanique.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 6, p. 332–338

CD 621.9.048.4–47.001.5

Patarinski, P., *Paşov, St.*, *Trandafilov, T.* et *Bojinov, B.* : **Recherches expérimentales sur l'influence exercée par les vibrations de haute fréquence sur l'usinage des orifices de petit diamètre.**

On expose les résultats des recherches expérimentales portant sur l'influence exercée par les vibrations de haute fréquence sur l'usure des forets, sur la précision et la rugosité des surfaces dans le cas de l'usinage des orifices de petit diamètre.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 6, p. 339–343

CD 622.673.6.001.24

Mereţ, N. : **Sur l'établissement du projet et sur le choix rationnel des installations minières extractives.**

On examine le problème du calcul et de la possibilité d'établir une comparaison entre les paramètres énergétiques des installations d'extraction minière à un ou plusieurs câbles.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 6, p. 343–353

CD 629.114.2

Năstăsoiu, S. : **Etude sur la transmission du couple moteur vers le pont avant du tracteur U-651 et les moyens d'éviter la circulation de la puissance parasitique.**

On examine les causes de l'apparition de la circulation de la puissance dans les tracteurs à quatre roues motrices et on donne une solution constructive pour éviter ce phénomène dans le tracteur U-651.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 6, p. 354–359

CD 621–231.322.2

Raicu, A. : **Mécanismes à trois éléments dans la construction mécanique.**

L'auteur décrit les variantes de la structure du mécanisme à trois éléments, obtenues en employant divers types de couples cinétiques.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 6, p. 360–364

CD 669.14.018.293 : 620.193

Ciucă, C., *Drugescu, E.*, *Georgescu, V.* et *Popescu, R.* : **L'influence de la structure initiale et du vieillissement sur la corrosion des aciers E et 09G2.**

On donne les résultats obtenus en étudiant l'influence de la structure initiale et du vieillissement sur la corrosion des aciers pour navires E et 09G2.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 6, p. 365–370

CD 621.753.1 : 338.04

Moţoiu, R. : **Aspects de l'adoption du système de tolérances I.S.O. dans la République Socialiste de Roumanie.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 6, p. 371–375

CZ 621.43 : 061.3.(498)

Cu privire la Conferința republicană de motoare cu ardere internă

Între 26 și 30 septembrie 1967 a avut loc în București Conferința republicană de motoare cu ardere internă, manifestare științifică cu participare internațională.

Conferința a avut drept scop realizarea unui larg schimb de experiență între toți cei ce se preocupă de motoarele cu ardere internă, punerea în discuție a rezultatelor obținute în cercetarea, proiectarea, fabricarea și exploatarea acestor motoare în țara noastră și peste hotare, evidențierea principalelor probleme ale specialității și soluționarea lor în raport cu cerințele producției, intensificarea aplicării în practică a studiilor efectuate.

Tematica manifestării a cuprins un front larg de probleme. Dezbaterea acestora a fost organizată în două secții și anume :

— procese energetice din motoarele cu ardere internă ;

— probleme funcționale și constructive ale organelor motoarelor cu ardere internă.

Subiectele puse în discuție au evidențiat preocuparea susținută a colectivelor de cercetare pentru rezolvarea unor probleme importante ale motoarelor cu ardere internă și care totodată sînt deosebit de actuale pentru țara noastră. Astfel, autorii români au prezentat rezultatele cercetărilor întreprinse în vederea măririi economicității motoarelor cu ardere internă, valorificării superioare a unor sorturi de combustibili, perfecționării camerelor de ardere și a instalației de injecție, sporirii puterii motoarelor de tractor și de locomotivă fabricate în țară.

A fost de asemenea analizată funcționarea la altitudine înaltă a motoarelor de autocamion, funcționarea cu combustibili grei a unor motoare cu ardere internă, comportarea în motor a anumitor uleiuri fabricate în țară. Un număr însemnat de comunicări au înfățișat rezultatele obținute de diferite colective în cercetarea problemelor de dinamică a motoarelor cu ardere internă, în analiza funcționării unor organe ale motoarelor, în perfecționarea metodelor de proiectare, în îmbunătățirea exploatării.

Comunicările participanților din străinătate au abordat probleme funcționale, constructive sau tehnologice ale motoarelor cu ardere internă, apropiate ca tematică de cele ale autorilor români.

Amploarea și varietatea problemelor tratate, valoarea ridicată a rezultatelor au arătat că cercetarea științifică din domeniul motoarelor cu ardere internă se află în România într-un stadiu avansat, se împletește strîns cu producția de specialitate, are realizări care reprezintă o contribuție însemnată la îmbunătățirea patrimoniului științific al specialității. Rezultate de înalt nivel au fost obținute în cercetarea problemelor privind echilibrajul motoarelor cu ardere internă. Pe poziții avansate se situează rezultatele obținute în evaluarea pe cale analitică a proceselor termice, în cercetarea problemelor privind supraalimentarea înaltă, în studiul mecanismelor motoarelor cu ardere internă, în calculul unor organe ale acestor motoare. Analiza proceselor din instalațiile principale ale motorului a condus la frumoase realizări. Sînt abordate științific tot mai multe probleme de natură tehnologică sau în legătură cu exploatarea motoarelor cu ardere internă. Această situație, care a ieșit pregnant în evidență cu prilejul Conferinței, arată mersul ascendent al cercetării științifice din domeniu, legătura puternică cu proiectarea, fabricarea și exploatarea motoarelor cu ardere internă, formarea unei școli de valoare recunoscută.

Comunicările participanților din străinătate au avut o ținută ridicată, ele evidențiind interesul de care se bucură motoarele cu ardere internă, mijloacele materiale importante folosite pentru continua lor perfecționare.

Prin amploare, prin valoarea comunicărilor prezentate, Conferința s-a situat la nivelul celor mai reușite manifestări cu același profil organizate în străinătate.

Un fapt deosebit de pozitiv realizat prin organizarea Conferinței îl constituie întrunirea tuturor celor care se ocupă de motoarele cu ardere internă în țara noastră. Conferința a constituit un cadru foarte propice pentru cunoașterea nemijlocită a preocupărilor colectivelor de specialitate din uzine și laboratoare, din institutele de învățămînt superior și din institutele de cercetare. În cursul lucrărilor Conferinței, în discuțiile purtate după aceste lucrări, precum și cu prilejul vizitelor tehnice, cercetătorii de specialitate au putut afla problemele cele mai noi ridicate de dezvoltarea multilaterală a producției, la a căror rezolvare trebuie să contribuie și cercetarea științifică ; în același timp specialiștii din producție au luat cunoștință mai amplu de realizările din cercetarea științifică, de posibilitățile de a le valorifica.

O contribuție însemnată la cunoașterea rezultatelor obținute în țara noastră de cercetarea științifică în domeniu, precum și la stimularea valorificării acestor rezultate, a adus-o tipărirea unei broșuri cuprinzînd titlurile lucrărilor publicate în România în domeniul motoarelor cu ardere internă, începînd din anul 1948, broșură care a fost distribuită tuturor participanților la Con-

ferință, precum și altor specialiști care nu au putut fi prezenți la lucrări. Această broșură, care cuprinde aproape 500 de titluri de lucrări, a scos totodată în evidență atît în țară, cît și pentru străinătate, amploarea activității pe care o are la noi cercetarea motoarelor cu ardere internă, oglindind în același timp dezvoltarea producției industriale de specialitate și intensitatea preocupărilor pentru continua ei îmbunătățire.

La realizarea cadrului deosebit în care s-au desfășurat lucrările Conferinței a contribuit și prezența unui număr mare de reputați specialiști. Se menționează, de pildă, participarea profesorului Hans List — Austria, specialist de reputație mondială, a academicianului profesor Slobodan Dobrosavlevič din R.S.F. Jugoslavia, a profesorului Eugen Huber din R.F. a Germaniei, autoritate științifică de mare prestigiu, a profesorului Josef Kožoušek, rectorul Universității tehnice din Praga, a profesorului Iskander Nigmatulin de la Institutul politehnic unional din Moscova, a profesorului Robert Buty, directorul Școlii superioare de motoare cu ardere internă, din Paris, a profesorului Czeslaw Kordzinski de la Institutul politehnic din Cracovia, a profesorului Lars Collin din Suedia, reputat specialist în motoare diesel mari, a doctorului John Nestorides din conducerea Institutului național al Angliei pentru cercetarea motoarelor cu ardere internă, a profesorului Arthur Sarsten din Norvegia, precum și a altor specialiști din R.P. Bulgaria, R.S. Cehoslovacă, Danemarca, Franța, R.D. Germană, R.F. a Germaniei, Italia, R.S.F. Jugoslavia, R.P. Polonă.

În cursul Conferinței specialiștii din țara noastră au avut un fructuos schimb de vederi cu participanții din străinătate. Discuțiile purtate au privit metode noi de cercetare în domeniu, stadiul de dezvoltare a aparaturii și a tehnicii de experimentare, folosirea mijloacelor moderne de calcul în cercetarea motoarelor cu ardere internă, automatizarea instalațiilor experimentale ș.a. În același timp lucrările Conferinței, discuțiile avute în continuare, participarea la vizite tehnice, au lăsat o frumoasă impresie oaspeților străini care și-au manifestat un viu interes pentru stabilirea unor legături de colaborare. O frumoasă impresie a lăsat de asemenea industria noastră constructoare de motoare cu ardere internă. Este sigur că informarea cercurilor de specialitate din exterior de către participanții străini asupra nivelului atins în țara noastră în cercetarea științifică și în producția de motoare cu ardere internă va constitui o contribuție însemnată la mărirea interesului străinătății pentru produsele respective ale industriei noastre constructoare de mașini.

Participarea susținută și activă a oaspeților din străinătate se datorește și organizării minuțioase a Conferinței. Întocmirea judicioasă a programului și respectarea lui întocmai, asigurarea unei bune traduceri a lucrărilor Conferinței în mai multe limbi, primirea făcută în cursul vizitelor tehnice, programul cultural interesant și variat, ce a permis cunoașterea unor realizări ale regimului nostru, au determinat în largă măsură foarte bunele păreri cu care oaspeții din străinătate au plecat din țară.

În încheiere se constată că desfășurarea lucrărilor Conferinței republicane de motoare cu ardere internă a constituit un prilej de afirmare în țară și peste hotare a științei și tehnicii românești. Ea a întărit în rîndul specialiștilor din țara noastră dorința împletirii strînse a cercetării științifice cu producția de specialitate; totodată Conferința a subliniat necesitatea cuprinderii în frontul cercetării și a altor domenii ale specialității, dezvoltării bazei materiale după principii noi, lărgirii cercetării în uzinele de specialitate.

Conferința a prilejuit contacte foarte fructuoase cu reputați specialiști de peste hotare, creînd premise favorabile statornicirii unor multilaterale relații de colaborare.

Rezultatele obținute de Conferință, perspectiva cercetării științifice în țara noastră, diversificarea și continua amplificare a producției de specialitate, crearea unor școli științifice care au obținut rezultate remarcabile, susțin propunerea organizării periodice a unei astfel de manifestări, propunere primită cu entuziasm de toți participanții la Conferință.

PREȘEDINTELE COMITETULUI DE ORGANIZARE

Prof. ing. **George Bărănescu**
Membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România

LISTA

titlurilor lucrărilor prezentate în cadrul Conferinţei republicane de motoare cu ardere internă

SECŢIA I-a: **,,Procese energetice din motoarele cu ardere internă''**

1. **G. Bărănescu, Tr. Dudaş, B. Grünwald, A. Manole**: Calculul procesului de schimbare a încărcăturii cilindrilor motoarelor cu ardere internă, cu considerarea oscilaţiilor din conductele de distribuţie a gazelor.

2. **J. Kožoušek (R. S. Cehoslovacia)**: Vibraţii în conductele de admisiune şi evacuare ale motorului cu ardere internă.

3. **V. Hoffman, N. Vertemeanu, M. Epureanu, A. Ionescu**: Contribuţii la studiul experimental al proceselor nestaţionare în colectorul de admisiune al motorului cu piston.

4. **H. List (Austria)**: Procedee pentru dezvoltarea şi cercetarea motoarelor Diesel.

5. **C. Manea, M. Stratulat, D. S. Munteanu, F. Papuc**: Studiul influenţei colectorului de admisiune asupra performanţelor unui motor cu aprindere prin comprimare cu injecţie directă.

6. **B. Barbescu**: Cercetări experimentale privind unele probleme ale schimbării încărcăturii cilindrului la motorul Diesel în patru timpi cu supraalimentare înaltă.

7. **Dim. Stavriev, V. Marinov (R. P. Bulgaria)**: Unele rezultate ale cercetării motoarelor rapide cu carburator în doi timpi.

8. **A. Guglielmotti (Italia)**: Consideraţii asupra măsurării eficacităţii baleiajului la motoarele în doi timpi.

9. **Iar. Čech (R. S. Cehoslovacia)**: Contribuţii la problema schimbării încărcăturii la motoarele Diesel în doi timpi cu baleiaj în buclă.

10. **A. Jante (R. D. Germană)**: Asupra ciclurilor de referinţă pentru motoarele cu ardere internă şi modalităţi practice de realizare a lor.

11. **B. Grünwald, N. Apostolescu**: Influenţa vitezei de creştere a presiunii, în faza arderii violente, asupra unor indici de perfecţiune a ciclului motoarelor cu ardere internă.

12. **C. A. Vasilescu**: Diagramă entropică pentru calculul evoluţiilor şi curgerii amestecurilor de gaze perfecte.

13. **A. Radu-Cernea, B. Grünwald**: Contribuţie la teoria fazelor procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie.

14. **C. A. Vasilescu, I. Ştefan, N. Stoica**: Influenţe ale formei camerei de ardere tip pană asupra performanţelor motorului cu aprindere prin scînteie.

15. **V. Berindean**: Cercetări privind arderea cu ,,bătăi'' a amestecurilor omogene.

16. **C. A. Vasilescu, N. Stoica**: Cercetări privind unele procese termice din motoarele cu aprindere prin scînteie prevăzute cu cameră de ardere în piston.

17. **R. Hermann (Franţa)**: Unele probleme ale motoarelor policombustibile.

18. **St. Kovacev, V. Mincev (R. P. Bulgaria)**: Unele rezultate ale cercetării procesului de lucru în motoarele Diesel cu cameră separată la utilizarea diferiţilor combustibili.

19. **Sl. Dobrosavlević (R. S. F. Jugoslavia)**: O nouă concepţie asupra camerei de ardere a motoarelor Diesel.

20. **V. Berindean**: Contribuţii la studiul arderii amestecurilor omogene aprinse prin compresiune.

21. **M. Năstase**: Cercetări experimentale privind dependenţa performanţelor motoarelor Diesel cu anticameră de caracteristicile camerei de ardere.

22. **V. Berindean, N. Caramavru, G. Puri**: Contribuţii la utilizarea amestecurilor de motorină şi benzină cu cifră octanică redusă la motoare cu aprindere prin compresiune.

23. **L. Teodorescu**: Dependenţa proceselor energetice din motor de legea de injecţie şi caracteristicile de pulverizare modificate prin geometria secţiunii de curgere de la pulverizator.

24. **L. Teodorescu**: Influenţa caracteristicilor elastice ale echipamentului de injecţie asupra procesului de injecţie.

25. **L. Teodorescu**: Influenţa geometriei secţiunii de curgere la acul pulverizatorului, asupra stabilităţii proceselor de la injector.

26. **Al. Iordănescu**: Studiul unor probleme ale formării amestecului în carburatoare.

27. **P. J. Carp (Canada)**: Grupuri moto-propulsoare de ,,putere constantă''.

28. **C. A. Vasilescu, I. Ştefan**: Metodă pentru stabilirea performanţelor în altitudine ale motorului de autovehicul cu aprindere prin scînteie, din date măsurate în condiţii de sol.

29. **N. Apostolescu, B. Grünwald**: Asupra condiţiilor de modelare a transferului convectiv de căldură din cilindrul motorului cu ardere internă.

30. **G. Woschni (R. F. a Germaniei)**: Cercetări privind transmisia de căldură în motorul cu ardere internă.

31. **I. M. Untaru**: Influenţa răcirii diferenţiate asupra performanţelor motorului cu aprindere prin scînteie.

SECŢIA a II-a: **,,Probleme funcţionale şi constructive ale organelor motoarelor cu ardere internă''.**

1. **S. Faur**: Unele probleme ale utilizării combustibililor cu fracţii grele în motorul Diesel.

2. **N. Băţagă, St. Kovacs, R. Atanasiu, V. Roş**: Studiul formării depunerilor cărbunoase şi influenţa acestora asupra procesului de injecţie al unui motor Diesel.

3. **S. Faur, St. Manea, I. Minea, C. A. Vasilescu**: Influenţa unor valori ale indicilor de calitate a motorinelor asupra comportării acestora în motorul Diesel.

4. **M. Bănărescu, I. Zăgănescu, T. Raica, C. Popescu, V. Hoanca, A. Ferencz**: Utilizarea combustibililor inferiori indigeni la motoarele Diesel de locomotivă.

5. **I. Mihaţoiu, Gh. Ciulu**: Cercetări privind comportarea motoarelor Diesel de tractor cu diverse tipuri de uleiuri.

6. **C. Nestor, N. Moisidis** : Echivalenţa între proba de stand şi funcţionarea în exploatare, la experimentarea unui nou tip de ulei aditivat pentru motoare Diesel supraalimentate.

7. **G. Bărănescu, D. Taraza** : Studiul echilibrajului motoarelor în linie cu ajutorul programării liniare.

8. **G. Ciliberto, R. Maciotta (Italia)** : Echilibrajul unei serii de motoare feroviare cu regim de turaţie ridicat.

9. **E. J. Nestorides (Marea Britanie)** : Vibraţii ale sistemelor de motoare cu mai multe linii de cilindri.

10. **J. Schmidt Sorensen (Danemarea)** : Vibraţii axiale în sistemele de arbori ale motorului naval.

11. **G. Bărănescu, Gh. Zătreanu** : Asupra echilibrajului forţelor de inerţie la motoarele cu două linii de cilindri.

12. **G. Bărănescu, Gh. Zătreanu** : Îmbunătăţirea echilibrajului momentelor forţelor de inerţie prin plasarea cilindrilor în două linii.

13. **K. J. Němeč (R. S. Cehoslovacia)** : Cercetări teoretice şi experimentale în Republica Socialistă Cehoslovacia asupra amortizoarelor cu silicon pentru oscilaţiile de torsiune.

14. **G. Bărănescu, D. Taraza** : Asupra unei metode utilizate pentru calculul la oboseală a organelor motoarelor cu ardere internă.

15. **G. Bărănescu, Gh. Zătreanu, D. Taraza** : Unele probleme privind comportarea la oboseală a asamblărilor cu şurub utilizate în construcţia motoarelor cu ardere internă.

16. **Gh. Vasilca** : Persistenţa stratului superficial de staniu pe suprafaţa activă a lagărelor de la motoare.

17. **H. Gläser (R. D. Germană)** : Dimensionarea optimă a lagărelor de alunecare ale motoarelor cu ardere internă.

18. **Chr. Pelecudi, I. Sava** : Sinteză asupra legilor de mişcare a mecanismelor cu came.

19. **A. Sarsten, H. Valland (Norvegia)** : Proiectarea cu ajutorul maşinilor de calculat a camelor mecanismului de distribuţie cu supape.

20. **I. Popescu** : Asupra distribuţiei presiunii radiale determinate de forţele elastice la segmentul de piston.

21. **G. Bărănescu, C. Dobre, R. Maniţiu** : Asupra dimensionării segmenţilor de piston.

22. **I. Popescu** : Fenomene de instabilitate ale etanşării cu segmenţi (oscilaţia radială a segmentului de piston).

23. **I. Popescu** : Calculul zonelor de lubrificaţie ale segmenţilor de piston.

24. **I. Vlădea, M. Theil, N. Neiss** : Cercetări experimentale asupra răcitoarelor de apă şi ulei pentru locomotiva 0–60–DA.

25. **P. Quignard (Franţa)** : Fabricarea carterelor de motoare din aluminiu.

26. **H. Barth (R. F. a Germaniei)** : Pistoane pentru motoare de performanţe ridicate.

27. **C. A. Vasilescu, B. Barbescu** : Influenţa presiunii de supraalimentare asupra parametrilor constructivi ai anticamerei.

28. **T. Budu, I. Ciubotaru, D. Abăităncei, T. Nagy, C. Sălăjan, F. Năstase** : Supraalimentarea motorului D–103.

29. **Al. Groza, C. Georgescu, I. Ţigănaş** : Comportarea în exploatare a carburatoarelor româneşti pentru autocamioane.

30. **Gh. Tiu, I. Găgenel** : Modernizarea aparaturii de injecţie a motorului D–105.

31. **L. Istrate, M. Chiriţă** : Metode şi aparate folosite în sectorul forestier pentru reglarea aprinderii şi carburaţiei la motoare.

32. **Fl. Ionescu** : Caracteristica de durabilitate în funcţionare a motoarelor cu ardere internă cu piston. Influenţa regimului termic asupra durabilităţii în funcţionare a motoarelor şi a pieselor principale componente şi asupra consumului specific de combustibil la motoarele M.G. 450.

CZ 621.43 (09) (498)

Realizări în domeniul motoarelor cu ardere internă în Republica Socialistă România

Cu cîţiva ani în urmă s-a sărbătorit centenarul motorului cu ardere internă. Produs al imaginaţiei creatoare ca şi al necesităţilor energetice ale epocii, el a cunoscut în decursul unui secol o dezvoltare extrem de rapidă, devenind unitatea energetică cea mai răspîndită în transporturi, agricultură, industrie şi alte domenii de utilizare.

În ţara noastră, industria de motoare cu ardere internă a apărut cu mai bine de 30 de ani în urmă, prin fabricaţia de motoare cu benzină pentru avioane, la fosta uzină I.A.R. — Industria Aeronautică Română din Braşov — şi prin fabricaţia de motoare diesel de putere mijlocie pentru tracţiunea feroviară şi grupuri de foraj, la actuala uzină ,,23 August'' din Bucureşti.

Cu tot volumul redus al producţiei, motoarele de avion cu 14 cilindri în dublă stea, de 1 000 CP şi 12 cilindri în V inversat, de 1 600 CP, au cunoscut la timpul lor o apreciere unanimă, datorită calităţilor şi performanţelor atinse.

Nucleele de concepţie şi experienţă constructiv-tehnologică concentrate în aceste activităţi industriale, la care s-a adăugat cercetarea desfăşurată cu precădere în învăţămîntul superior, a oferit o bază modestă faţă de cerinţele economiei socialiste, dar care a putut fi folosită, după cel de al doilea război mondial, la dezvoltarea industriei moderne de motoare cu ardere internă.

Mecanizarea agriculturii, intensificarea transporturilor rutiere, dieselificarea tracţiunii feroviare, precum şi asigurarea cu unităţi de putere a utilajelor de construcţii, de foraj-extracţii, forestiere etc., au pretins creşterea viguroasă şi diversificarea producţiei de motoare.

Înzestrarea agriculturii cu tractoare, cerinţă majoră a economiei naţionale, a fost asigurată prin organizarea fabricaţiei acestora la uzina ,,Tractorul'' din Braşov. Începută în 1950, cu o serie de 3 469 bucăţi anual, producţia de tractoare a sporit după aproape două decenii de 5,3 ori.

Creşterea vertiginoasă a volumului de mărfuri care reclamau transportul rutier — consecinţa ritmului rapid al industrializării ţării — a fost satisfăcută prin organizarea în anul 1954 a producţiei de autocamioane la Uzina de autocamioane din Braşov. În anul 1966 producţia acestei uzine s-a cifrat la 26 973 bucăţi. Motoarele produse de Uzina de autocamioane din Braşov se utilizează şi pe familia de autobuze fabricate de uzina ,,Autobuzul'' din Bucureşti, precum şi pentru echiparea unei game largi de autovehicule utilitare. O variantă a motorului de autocamion, cu un număr redus de cilindri, echipează automobilele "de teren". Dezvoltarea şi modernizarea tracţiunii feroviare a reclamat organizarea producţiei de locomotive diesel electrice de mare putere. Fabricaţia motoarelor pentru aceste locomotive a început în anul 1960 la Uzinele constructoare de maşini din Reşiţa cu o serie de 10 bucăţi şi a atins în anul 1966 o producţie de 125 bucăţi.

Uzina ,,23 August'' din Bucureşti a avut permanent în profilul ei fabricaţia de motoare diesel cu putere mijlocie şi mare, pentru industria petrolieră, pentru tracţiunea feroviară şi navală, precum şi pentru alte utilizări. Producţia motoarelor staţionare de mică putere pentru grupuri motocompresoare, motopompe, motogeneratoare etc. a fost asigurată de uzina ,,Timpuri Noi'' din Bucureşti. În anul 1950 cele două uzine au realizat 1 384 motoare, avînd o putere totală de 40 000 CP. După 16 ani s-au produs 12 331 motoare cu o putere totală de 1 187 000 CP.

Diversificarea producţiei de motoare se va accentua prin fabricaţia în ţară de autoturisme, la uzinele din Piteşti, a căror construcţie a început recent. Se preconizează ca, pe baza experienţei cîştigate şi a cerinţelor crescînde ale economiei naţionale, să se organizeze şi fabricaţia unor tipuri de motoare a căror construcţie n-a fost încă abordată în ţară, ca de pildă motoare navale de mare putere, motoare moderne de avion, motoare diesel pentru autocamioane.

Fabricaţia unor organe ale motorului şi instalaţiilor auxiliare a fost rezolvată raţional prin specializarea producţiei într-o serie de uzine de profil.

Astfel, producţia echipamentelor de injecţie pentru toate motoarele diesel fabricate în ţară a fost concentrată în Uzina mecanică Sinaia. Înzestrată cu utilaj modern, de mare precizie, această uzină a reuşit să asimileze o gamă variată de pompe de injecţie şi injectoare, care satisfac în întregime fabricaţia de motoare din ţară. Nivelul tehnic atins de această uzină a permis aducerea unor contribuţii valoroase la modernizarea şi tipizarea echipamentului de injecţie.

Fabricaţia de carburatoare a fost concentrată în Uzina nr. 2 din Braşov. Pe această

Raport întocmit de către Instituţiile organizatoare ale Conferinţei republicane de motoare cu ardere internă şi prezentat la şedinţa festivă de deschidere în ziua de 26 septembrie 1967.

cale s-a asigurat fabricaţia unor tipuri moderne de carburatoare, destinate echipării motoarelor de automobil realizate în ţară.

Pentru motoarele de autovehicule producţia unor piese, de pildă pistoane, segmenţi, supape etc., a fost asigurată prin specializarea Uzinei din Colibaşi. În acest fel s-a realizat o producţie de mai bună calitate, care a permis totodată o reducere a preţului de fabricaţie. La aceasta trebuie adăugat şi efectul favorabil al concentrării activităţii de concepţie într-un singur loc.

Necesitatea înzestrării cu agregate turbosuflante pentru supraalimentarea motoarelor diesel fabricate în ţară a condus la specializarea în această direcţie a uzinei ,,Hidromecanica"—Braşov.

Echipamentele electrice ale motoarelor sînt fabricate de uzina specializată ,,Electroprecizia" din oraşul Săcele.

În fine, se remarcă şi participarea la realizarea producţiei de motoare şi a altor uzine specializate din ţară, cum ar fi fabrica de radiatoare, fabrica de cuzineţi.

Însuşirea în fabricaţie a unor tipuri atît de variate de motoare, împreună cu toate organele şi instalaţiile lor auxiliare a devenit posibilă prin creşterea înzestrării tehnice a uzinelor angajate în această activitate, precum şi prin perfecţionarea continuă a elaborării materialelor şi a proceselor şi procedeelor tehnologice folosite.

Industria noastră metalurgică a reuşit, într-un timp relativ scurt, să răspundă cerinţelor înalte pretinse de construcţia motoarelor moderne, prin producerea de materiale speciale cum sînt fontele pentru arborii cotiţi şi axele cu came confecţionate prin turnare, aliajele de aluminiu pentru pistoane şi bloc-cartere etc.

La atingerea unor indici de calitate a motoarelor fabricate în ţară — în primul rînd siguranţa în funcţionare şi durabilitatea — a contribuit introducerea unor tehnologii moderne de turnare, prelucrare şi finisare, dintre care reţine atenţia turnarea în coji, tratamente termice în atmosferă neutră, călirea prin curenţi de înaltă frecvenţă, eloxarea pistoanelor şi bloc-carterelor, cromarea poroasă a cilindrilor şi multe altele.

Sporirea productivităţii muncii şi reducerea preţului de cost au constituit preocupări susţinute în fabricarea motoarelor cu ardere internă. Semnalăm succesele realizate în domeniul tehnologiei de grup, precum şi în domeniul automatizării fabricaţiei unor piese şi organe de serie mare.

Construirea unor motoare cu performanţe ridicate a fost înlesnită şi de faptul că industria petrolieră din ţară a produs combustibili şi lubrifianţi cu caracteristici fizico-chimice superioare.

Perfecţionarea continuă a construcţiei şi fabricaţiei de motoare—rod al strădaniei cercetătorilor şi specialiştilor din uzine şi laboratoare — a permis realizarea de motoare cu calităţi recunoscute în ţară şi peste hotare. O succintă trecere în revistă a caracteristicilor şi performanţelor principale ale unor motoare pe care le fabricăm ilustrează nivelul atins în prezent.

Unul din motoarele realizate în serie mare este motorul diesel D—103, cu 4 cilindri în linie, în patru timpi, cu injecţie directă, de 65 CP la 1 800 rot/min, care echipează o familie de tractoare. Perfecţionări mecanice şi energetice, printre care organizarea raţională a formării amestecului dintre aer şi combustibil, au permis atingerea unei puteri litrice de 14 CP/l; comparînd-o cu puterea litrică a primului motor de tractor construit în ţară acum aproape două decenii, se constată o dublare a acesteia, ceea ce subliniază eforturile depuse la toate nivelurile activităţii de asimilare în fabricaţie a motorului. Soluţiile constructive aplicate acestui motor au condus la o mare compactitate, care, împreună cu utilizarea unor materiale adecvate, a asigurat obţinerea unei greutăţi specifice de 7,4 kgf/CP, de circa 3 ori mai mică decît greutatea specifică a vechiului motor de tractor. Nivelul tehnic al acestui motor şi al tractorului pe care-l echipează s-a bucurat de o bună apreciere peste hotare, concretizată şi prin obţinerea medaliei de aur la Tîrgul Internaţional de la Leipzig din anul 1965.

Progresele realizate în construcţia motoarelor de autocamioane au condus la fabricarea unui nou tip de motor cu aprindere prin scînteie, în patru timpi, cu 8 cilindri în V, de 140 CP la 360 rot/min. Soluţiile constructive şi tehnologice aplicate acestui motor, de pildă raportul cursă pe diametru de 0,87, arborele cotit şi arborele cu came confecţionate din fontă prin turnare, conferă motorului indici tehnico-economici ridicaţi, mult superiori celor realizaţi de primul motor de autocamion fabricat în ţară.

Preocuparea pentru unificarea producţiei de motoare se reflectă în derivarea din motorul cu 8 cilindri în V a unui motor cu 4 cilindri în linie, destinat echipării automobilelor ,,de teren" precum şi a microbuzelor şi autocamionetelor fabricate în ţară.

În domeniul de puteri cuprinse între 350 şi 1 100 CP, Uzinele ,,23 August" au asimilat în fabricaţie o familie de motoare diesel pe bază de cilindru-tip. Domeniul de putere este acoperit prin două motoare, unul cu 6 cilindri în linie şi altul cu 12 cilindri în V, fiecare din acestea funcţionînd cu admisiune normală, cu supraalimentare joasă, sau cu supraalimentare înaltă şi răcire intermediară. Motoarele prevăzute cu camere de preardere au chiulase individuale în care sînt montate patru supape. Blocul carter confecţionat din aluminiu, soluţia constructivă compactă, procedeul modern de supraalimentare, asigură motorului un înalt nivel al indicilor de perfecţiune, dintre care reţine atenţia greutatea specifică extrem de redusă 2,5 kgf/CP. Motoarele din această familie au destinaţii variate, dintre care amintim : grupuri de foraj, motopompe, grupuri electrogene, grupuri navale maritime şi fluviale şi locomotive diesel electrice.

Pentru dieselificarea tracţiunii feroviare s-a asimilat în fabricaţie un motor diesel în 4 timpi cu 12 cilindri, în două linii paralele. Motorul, prevăzut cu injecţie directă şi supraalimentare, dezvoltă 2 300 CP la 750 rot/min. Dintre soluţiile constructive deosebite aplicate acestui motor reţine atenţia construcţia bloc — carterului din profile turnate şi din profile laminate, asamblate prin sudură, chiulasele independente, pistoane de aluminiu răcite cu ulei. Pentru a se asigura echiparea unei locomotive cu transmisie hidraulică destinată tracţiunii trenurilor de persoane, din motorul cu 12 cilindri a fost derivat pe baza cilindrului-tip, un motor de 1 250 CP cu 6 cilindri în linie. Comportarea în exploatare a acestui tip de motor, în ţara noastră ca şi în ţările în care a fost exportat, a pus în evidenţă mari calităţi, ca de pildă siguranţa în funcţionare şi durabilitate, rezultate atît ale concepţiei constructive, cît şi ale perfecţiunii execuţiei tehnologice.

Creşterea producţiei de motoare în ţară a dus la o dezvoltare rapidă a parcului naţional de motoare. De aceea, asigurarea unei exploatări raţionale a motoarelor a constituit o preocupare majoră ce s-a concretizat prin dezvoltarea unei reţele de întreprinderi, în care tehnologia de întreţinere şi reparaţii a atins un nivel ridicat.

Finalizarea în producţie a unei game variate de motoare cu ardere internă a fost posibilă prin conjugarea eforturilor de producţie cu cele de proiectare şi cercetare ştiinţifică. Numeroasele cadre de specialişti necesare unei astfel de activităţi sînt pregătite de catedrele de profil din învăţămîntul tehnic superior, din marile centre universitare ale ţării : Bucureşti, Braşov, Cluj, Iaşi, Timişoara.

În urmă cu două decenii, domeniul de motoare cu ardere internă era reprezentat în unele facultăţi printr-o disciplină care realiza mai ales pregătirea de ansamblu a inginerilor. Ulterior, specialitatea de motoare cu ardere internă a căpătat o pondere sporită, ceea ce a permis formarea unor cadre cu o pregătire de bază în domeniu.

Volumul crescînd al producţiei de motoare cu ardere internă din ţara noastră, diversificarea continuă a acesteia, precum şi marea complexitate a problemelor funcţionale şi constructive, pentru al căror studiu sînt necesare cunoştinţe avansate din multe domenii ale tehnicii, pretind adîncirea pregătirii în specialitate, atît în perioada universitară, cît şi în cea postuniversitară.

În Republica Socialistă România activitatea de cercetare în domeniul motoarelor cu ardere internă se desfăşoară în unităţile de cercetare ale Academiei, în catedrele de profil ale Ministerului Învăţămîntului, în unităţile de cercetare-proiectare şi uzinele de specialitate ale Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, precum şi în unele unităţi ale altor departamente. Această activitate, orientată spre rezolvarea unor probleme complexe, s-a concretizat în rezultate remarcabile, care au constituit un preţios ajutor pentru producţie şi au îmbogăţit patrimoniul ştiinţific al specialităţii.

Conferinţa de motoare cu ardere internă este un fericit prilej de a face bilanţul eforturilor de cercetare depuse, bilanţ care să reliefeze amploarea frontului cercetării şi nivelul creaţiei ştiinţifice din domeniul motoarelor cu ardere internă.

Din cadrul termodinamicii aplicate la motoarele cu ardere internă reţine atenţia o serie de lucrări dedicate cercetării ciclurilor motoarelor, metodelor de calcul al arderii în regim variabil, calculului parametrilor termodinamici în procesele de curgere a gazelor în regim variabil, termodinamicii supraalimentării motoarelor diesel. Aceste lucrări de cercetare fundamentală au asigurat muncii de concepţie metode de calcul valoroase. Într-o serie de cazuri ele au format şi o bază pentru dezvoltarea ulterioară a cercetării teoretice.

O foarte rodnică activitate se constată în domeniul cercetării proceselor energetice din motoarele cu ardere internă. Abordarea pe un front larg a acestor cercetări este pe deplin justificată de importanţa hotărîtoare pe care o au procesele energetice asupra economicităţii motoarelor.

Multe lucrări sînt dedicate analizei proceselor energetice cu caracter comun diferitelor tipuri de motoare cu ardere internă. Astfel, se remarcă studiile teoretice şi experimentale privind procesele de schimbare a gazelor, dintre care se amintesc lucrările în legătură cu optimizarea fazelor de distribuţie, precum şi cele referitoare la fenomenele dinamice din conductele de admisiune şi evacuare. Unele lucrări din acest domeniu au contribuit la proiectarea raţională a organelor de distribuţie ale unor motoare, de pildă tipurile SR—211 şi SR—207. Din acelaşi domeniu reţine atenţia grupul de lucrări care, rezolvînd cu succes problemele organizării mişcării aerului în camera de ardere cu injecţie directă a motorului de tractor D — 103, au permis dimensionarea adecvată a traseului de admisiune, ceea ce a asigurat acestui motor o funcționare economică la toate regimurile.

Aspectele aleatorii ale funcționării motoarelor în regimuri tranzitorii au constituit obiectul unor studii ce evidențiază căile de îmbunătățire a calităților dinamice ale motorului de automobil.

Un însemnat efort de cercetare a fost depus în scopul utilizării raționale a combustibililor indigeni în motoare.

S-au studiat mecanismele formării amestecului, aprinderii și arderii în motoare, arhitectura camerei de ardere, modelarea arderii, procesele termogazodinamice din camerele de ardere unitare sau împărțite ale motoarelor diesel, și încă multe alte probleme. Rezultatele obținute au permis punerea în lumină a unor aspecte noi ale fenomenelor studiate, elaborarea unor metode de calcul mai rafinate, stabilirea unor soluții funcționale și constructive mai avantajoase. Astfel, ca urmare a elaborării unei metodologii și a studiilor întreprinse, s-a corelat cu succes pentru motorul SR—211 legea de avans la declanșarea scînteii electrice cu cifra octanică a benzinei folosite.

Mărirea economicității motoarelor cu ardere internă a făcut obiectul unor studii complexe.

Astfel, în privința motoarelor cu aprindere prin comprimare se vădește o preocupare susținută pentru procese energetice extrem de importante și mai puțin lămurite cum ar fi întîrzierea la aprindere, aprinderea polistadială a amestecurilor eterogene, interpretarea pe bază de modele a desfășurării procesului de ardere în motoarele cu cameră divizată. Aplicațiile acestor cercetări vizează asigurarea pornirii la rece, combaterea mersului brutal, utilizarea arderii în film vaporizat pe perete în motorul diesel cu injecție directă. Sînt de semnalat rezultatele obținute pentru o cameră de ardere mai avantajoasă aplicabilă la unele tipuri de motoare fabricate la uzinele „23 August".

O atenție deosebită s-a dat studiului proceselor de ardere la parametrii foarte înalți, obținîndu-se rezultate de perspectivă în direcția corelării formei antecamerei cu mărimea presiunii de admisiune la valori ridicate ale gradului de supraalimentare.

În același domeniu al proceselor energetice, cercetarea privitoare la motoarele cu aprindere prin scînteie a abordat în primul rînd problema arderii normale și anormale. Studii teoretice și experimentale au precizat desfășurarea acestor fenomene și posibilitatea influențării lor. Cercetările în condiții de laborator, cum ar fi cele referitoare la aprinderea și arderea amestecurilor omogene, cît și cele în condiții de motor sau de cale se remarcă printr-o deosebită ținută științifică, atît experimentală cît și teoretică; dezvoltarea lor este generată de nevoile prezente și de viitor ale industriei noastre constructoare de motoare.

Studiul transferului de căldură în motoarele cu ardere internă a fost de asemenea abordat, din necesitatea de a stăpîni mai bine umplerea motorului și solicitările termice.

Un volum important de cercetare a reclamat stabilirea indicilor optimi ai combustibilului utilizat în motoare, în special pentru motorină. În această direcție sînt de semnalat cercetările fructuoase privitoare la formarea depunerilor în motoare, cercetări care au scos în evidență aspectul periodic al acestui proces. Studiul combustibililor diesel a permis să se coreleze cerințele rezultate din utilizarea lor în motoare cu aspectele economice ridicate de fabricarea acestora.

Asimilarea în fabricație a unei game variate de motoare cu ardere internă a fost sprijinită și de o serie de lucrări în domeniul încercării motoarelor, cum sînt cele privitoare la tararea motoarelor, la corectarea caracteristicilor și la diferite metode pentru determinarea experimentală a performanțelor motoarelor. Toate aceste lucrări au cunoscut o largă aplicabilitate în industria constructoare de motoare din țara noastră.

O mare parte din activitatea de cercetare a fost dirijată spre rezolvarea unor probleme în legătură cu construcția și comportarea mecanică a motoarelor.

Rezultate de înalt nivel s-au obținut în studierea problemelor de dinamică a motoarelor cu ardere internă, care s-au concretizat în lucrările privind echilibrarea motoarelor, vibrațiilor arborilor cotiți, analiza și sinteza mecanismelor.

Cercetările cu caracter constructiv s-au aliniat cu precădere pe direcțiile care au pretins elaborarea unor soluții cu aplicație imediată în producție. Dintre lucrările cu puternică originalitate se menționează studiile privind solicitările termice ale pistoanelor, solicitările mecanice, de uzură și problemele funcționale ale segmenților, precum și solicitările la oboseală ale unor elemente de asamblare. Lucrările cu caracter general asupra invarianților și factorilor de compartimentare a motoarelor au permis, printre altele, raționalizarea construcției de motoare.

Rezultate de mare importanță s-au obținut și în cercetarea uzurii și lubrificației; lucrările originale elaborate au alimentat activitatea de proiectare și construcție a motoarelor cu ardere internă.

Injecției și carburației ca și echipamentelor aferente, li s-au adresat lucrări care, în afară de realizarea unor contribuții fundamentale la cunoașterea fenomenelor respective, au sprijinit fabricația și punerea la punct a instalațiilor asimilate în producție. Studiile privind pulverizarea diferitelor sortimente de combustibil, privind fenomenele perturbatorii din instalații, s-au concretizat în perfecționări ale metodelor existente de calcul și au înlesnit elaborarea unor sisteme noi de formare a amestecului.

Cercetările pentru introducerea și adaptarea procedeelor și proceselor tehnologice moderne de fabricație, activitatea tehnologică și cea de organizare a producției de motoare s-au concretizat în realizări remarcabile cum sînt liniile semiautomate și automate pentru pistoane, biele, chiulase, cartere etc.

Preocupările din domeniul tehnologiei de profil au fost concentrate spre rezolvarea problemelor ridicate de producție. Astfel de preocupări abordează rectificarea ovală a pistoanelor, fabricarea cuzineților cu pereți subțiri, materialele și tratamentele termice pentru biele, turnarea scaunelor de supape din stelit, călirea izotermă a arcurilor de supapă, procedee noi de prelucrare mecanică a cămășilor de cilindri din fontă, procedee moderne de forjare a arborilor cotiți, metode speciale de acoperire și protecție a unor piese de motoare și multe altele.

Comportarea diferiților combustibili și lubrifianți în condițiile exploatării a fost cercetată în multiplele sale aspecte, folosindu-se tehnici operatorii moderne printre care cea a izotopilor radioactivi.

Organizarea și raționalizarea întreținerii și reparării motoarelor la noi în țară a fost sprijinită de o serie de lucrări consacrate mai ales descoperirii cauzelor unor defecțiuni din exploatare și indicării căilor de remediere a lor.

În încheierea acestei scurte treceri în revistă a activității de cercetare efectuate în țară se amintește munca valoroasă desfășurată de cadrele didactice și de numeroși specialiști din institutele de cercetare și din uzinele de profil, pentru editarea unui număr însemnat de manuale, tratate, monografii, care contribuie la ridicarea nivelului de pregătire profesională și științifică a tuturor celor ce lucrează în domeniu. Examinarea acestei activități arată că ea încorporează nu numai contribuțiile originale ale autorilor dar și experiența valoroasă acumulată de industria noastră constructoare de motoare.

O caracteristică generală a activității de cercetare în domeniul motoarelor cu ardere internă este buna colaborare dintre toate compartimentele ei. Ținînd seama de caracterul stimulativ al industriei de motoare față de alte subramuri ale construcției de mașini, precum și de complexitatea problemelor legate de producția motoarelor cu ardere internă moderne este necesară dezvoltarea cercetărilor în domeniile ajutătoare și atragerea în mai mare măsură a cercetării tehnologice și metalurgice în acest domeniu.

Industria constructoare de motoare cu ardere internă are în perspectivă sarcina de a diversifica producția pentru a face față cerințelor economiei naționale, de a spori volumul producției în vederea acoperirii nevoilor interne și a cererilor pentru export, de a reduce prețul de cost, acționînd cu mai multă fermitate asupra tuturor mijloacelor care concură la realizarea acestui deziderat, printre care organizarea științifică a producției, tipizarea fabricației și economia de metal, precum și de a continua și amplifica preocupărilor cu privire la creșterea calității motoarelor.

Pentru realizarea acestui plan, personalul de cercetare trebuie să-și îndrepte atenția asupra următoarelor direcții :

— adîncirea cunoștințelor în domeniul proceselor energetice și lărgirea mijloacelor de dirijare a lor ;

— sporirea eficienței utilizării combustibililor în motoare ;

— utilizarea unor construcții de mare durabilitate și siguranță în funcționare cu un consum minim de metal ;

— intensificarea automatizării producției și ieftinirea prețului de cost ;

— atenuarea trepidațiilor, zgomotelor, eliminarea efectului nociv al gazelor de ardere.

Gradul de maturitate atins de cercetarea și industria motoarelor cu ardere internă din țara noastră este chezășia împlinirii cu prisosință și entuziasm a acestui program de cercetare, pe cît de amplu, pe atît de pasionant.

Lucrările primei Conferințe naționale de motoare cu ardere internă au ilustrat amploarea și nivelul activității specialiștilor din acest domeniu și au subliniat încă o dată adevărul că munca entuziastă, munca perseverentă, munca desfășurată cu dragoste este capabilă de cele mai frumoase înfăptuiri.

CZ 621 : 621.753.2

Asupra ajustajelor presate şi cu joc din mecanica fină

Traian DEMIAN şi Dumitru TUDOR

Ca şi în oricare domeniu al construcţiei de maşini şi aparate, ajustajele joacă un rol important şi în domeniul mecanicii fine.

Normele internaţionale privind ajustajele din mecanica fină au fost stabilite utilizîndu-se principiile de calcul pentru ajustajele din construcţia de maşini. În cele ce urmează se prezintă unele consideraţii cu privire la limitele extinderii concluziilor care apar aplicînd relaţii de calcul similare şi în mecanica fină, ţinînd seamă de particularităţile acestui domeniu. Se va urmări comportarea ajustajelor, luîndu-se în considerare strîngerea maximă şi jocurile relative minime şi maxime, şi se vor folosi ca bază de comparaţie normale ISO.

Influenţa strîngerii maxime. Strîngerea maximă tabelară dintr-un ajustaj de un anumit tip depinde de clasa de precizie şi de dimensiunea nominală. Conform normelor ISO strîngerea maximă tabelară se poate determina cu relaţia:

$$S_{max\,T} = S_{min\,T} + T_1 + T_2, \qquad (1)$$

în care:

$S_{min\,T}$ reprezintă strîngerea minimă tabelară; $S_{min\,T} = nD$;

T_1 — cîmpul de toleranţă al arborelui;

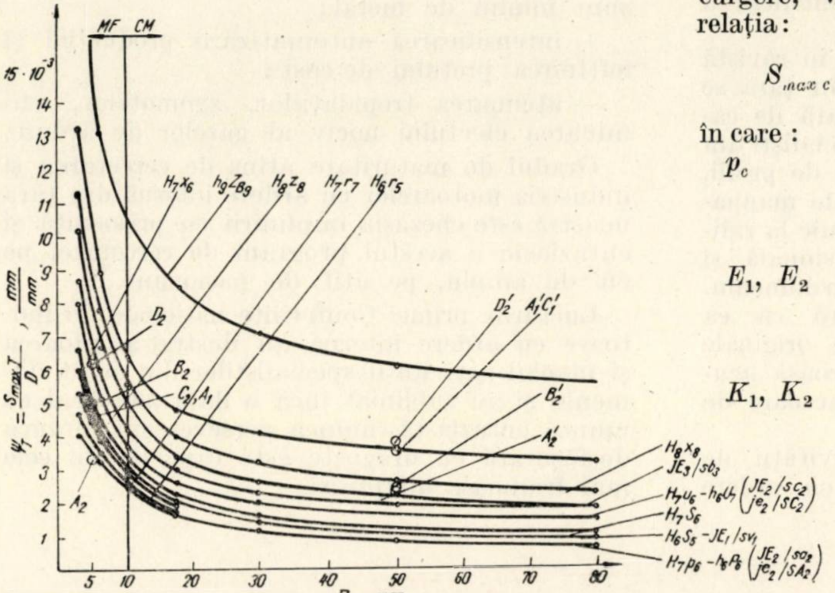


Fig. 1

T_2 — cîmpul de toleranţă al alezajului;

D — dimensiunea nominală a ajustajului;

n — un coeficient numeric dependent de tipul ajustajului folosit.

În tabela 1 sînt prezentate valorile strîngerii maxime tabelare a principalelor ajustaje cu strîngere folosite în practică.

În diagrama din figura 1 s-a reprezentat variaţia $S_{max\,T}/D$ ca o funcţie de D, notîndu-se $S_{max\,T}/D = \Psi_T$.

În figura 1, punctele A_1, A_2, B_2, C_2, D_2 (indicele 1 se referă la arbore; indicele 2, la alezaj) determină valorile strîngerii relative maxime corectate (Ψ_{CT}) din domeniul mecanicii fine, iar punctele A'_1, A'_2, B'_2, C'_2, D'_2, valorile respective din domeniul construcţiei de maşini, la care este depăşită limita de curgere a materialelor.

Pentru a se stabili — în funcţie de cerinţele locului de utilizare — cel mai potrivit ajustaj pentru mecanica fină, în scopul de a evita depăşirea limitei elastice a materialului, s-a comparat în continuare strîngerea relativă maximă tabelară a diferitelor ajustaje cu strîngerea relativă maximă corectată la care se produce curgerea materialului arborelui sau alezajului. Notîndu-se prin $S_{max\,c}$ strîngerea efectivă maximă la care se produce depăşirea limitei de curgere, valoarea ei se poate determina cu relaţia:

$$S_{max\,c} = p_c D \left(\frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2}\right) 10^{-3}, \text{ mm}, \qquad (2)$$

în care:

p_c reprezintă presiunea din ajustaj la care se produce depăşirea limitei de curgere a materialului;

E_1, E_2 — modulele de elasticitate ale materialelor arborelui şi alezajului;

K_1, K_2 — coeficienţi care se pot determina cu relaţiile:

$$K_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

$$K_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1;$$

$D(d)$, d_2 şi d_1 — dimensiunile reprezentate în figura 2;

μ_1, μ_2 — coeficienţii lui Poisson pentru materialele arborelui şi alezajului

Tabela 1

Tipul ajustajului	Dimensiunea nominală, mm						
	1–3	3–6	6–10	10–18	18–30	30–50	50–80
H_7u_6 (JE_2/sc_2)							
$S_{max\,T}$, μ	24	31	37	44	61	86	121
$S_{max\,T}/D$	8	5,2	3,7	2,45	2	1,7	1,5
H_7p_6 (JE_2/sa_2)							
$S_{max\,T}$, μ	12	20	24	29	35	42,7	51
$S_{max\,T}/D$	4	3,3	2,4	1,6	1,18	0,84	0,64
H_7r_6 (JE_2/sb_2)							
$S_{max\,T}$, μ	16	23	28	34	41	50	62
$S_{max\,T}/D$	5,35	3,85	2,8	1,9	1,33	1	0,78
H_6s_5 (JE_1/sv_1)							
$S_{max\,T}$, μ	18	24	29	36	44	54	72
$S_{max\,T}/D$	6	4	2,9	2	1,43	1,04	0,9
H_6r_5							
$S_{max\,T}$, μ	14	20	25	31	37	45	56
$S_{max\,T}/D$	4,7	3,3	2,5	1,71	1,22	0,9	0,7
JE_3/sb_3							
$S_{max\,T}$, μ	32	41	50	60	81	109	148
$S_{max\,T}/D$	10,3	6,8	5	3,3	2,7	2,2	1,83
H_7s_6							
$S_{max\,T}$, μ	20	27	32	39	49	59	78
$S_{max\,T}/D$	6,6	4,5	3,2	2,18	1,6	1,17	0,97
H_8x_8							
$S_{max\,T}$, μ	34	46	56	72	97	136	192
$S_{max\,T}/D$	11,3	7,7	5,6	4	3,2	2,7	2,4
H_8s_7							
$S_{max\,T}$, μ	24	31	38	46	56	68	89
$S_{max\,T}/D$	8	5,2	3,8	2,55	1,86	1,26	1,1
H_7x_6							
$S_{max\,T}$, μ	26	36	43	56	77	113	—
$S_{max\,T}/D$	8,7	6	4,3	3,1	2,55	2,26	
H_8z_8							
$S_{max\,T}$, μ	40	53	64	87	121	175	256
$S_{max\,T}/D$	13,2	8,9	6,4	4,8	4,1	3,5	3,2
h_9Zb_9							
$S_{max\,T}$, μ	65	80	103	151	212	304,5	434
$S_{max\,T}/D$	21,5	13,3	10,3	8,5	7	6,1	5,3
h_6X_7							
$S_{max\,T}$, μ	30	36	43	56	77	113	—
$S_{max\,T}/D$	10	6	4,3	3,1	2,6	2,25	
h_6U_7 (je_2/SC_2)							
$S_{max\,T}$, μ	28	31	37	44	61	86	121
$S_{max\,T}/D$	9,4	5,2	3,7	2,45	2	1,7	1,5
h_6R_7 (je_2/SB_2)							
$S_{max\,T}$, μ	20	23	28	34	41	50	62
$S_{max\,T}/D$	6,3	3,85	2,8	1,9	1,33	1	0,78

Dacă se consideră $d_1 = 0$, $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ şi se notează $\left(\frac{d}{d_2}\right)^2 = n$, rezultă :

$$K_2 = \frac{d_2^2\left(1 + \frac{d^2}{d_2^2}\right)}{d_2^2\left(1 - \frac{d^2}{d_2^2}\right)} + \mu = \frac{1+n}{1-n} + \mu\,;\; K_1 = 1 - \mu;$$

$$S_{max\,c} = p_c D \left(\frac{1 - \mu + \frac{1+n}{1-n} + \mu}{E}\right) = \frac{2\,p_c\,D}{E\,(1-n)}$$ (se consideră $E_1 = E_2 = E$) ;

$$\Psi_{max\,c} = \frac{S_{max\,c}}{D} = \frac{2\,p_c}{E(1-n)}. \qquad (3)$$

Strîngerea $S_{max\,c}$ trebuie corectată luîndu-se în considerare rugozitatea suprafeţelor.

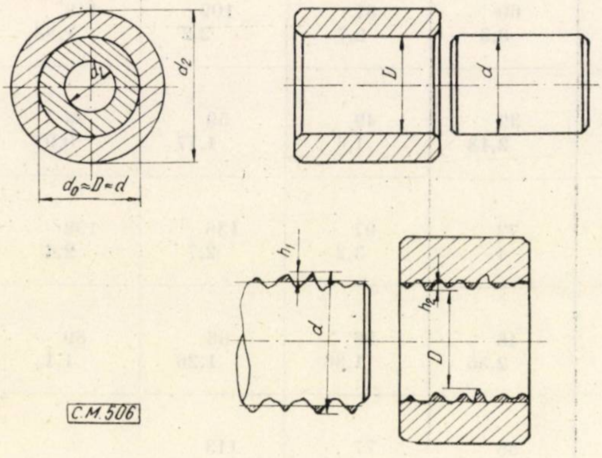


Fig. 2

Cu datele din literatura de specialitate şi utilizînd notaţiile din figura 2, strîngerea corectată S_{CT} va fi :

$$S_{CT} = S_{max\,c} + 1{,}2\,(h_1 + h_2), \qquad (4)$$

în care :

h_1 şi h_2 reprezintă înălţimile maxime ale neregularităţii suprafeţei de contact a arborelui, respectiv alezajului ;

deci Ψ_{CT} strîngerea maximă relativă corectată la care se produce depăşirea limitei de curgere a materialelor se calculează cu relaţia :

$$\Psi_{CT} = \frac{S_{CT}}{D} = \Psi_{max\,c} + \frac{1{,}2\,(h_1 + h_2)}{D}. \qquad (5)$$

Valorile presiunilor p_{c_1} (arbore) şi p_{c_2} (alezaj) pentru care este depăşită limita de curgere a materialului se pot determina cu relaţiile :

$$p_{c_1} = \frac{d^2 - d_1^2}{2\,d^2}\,\sigma_{c_1} = c_1\,\sigma_{c_1} \qquad (6)$$

şi :

$$p_{c_2} = \frac{d_2^2 - d^2}{2\,d_2^2}\,\sigma_{c_2} = c_2\,\sigma_{c_2}\,. \qquad (7)$$

Tabela 2

d_1/d	d/d_2	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
c_1	c_2	0,50	0,49	0,48	0,46	0,42	0,38	0,32	0,26	0,18	0,1

Mărimile pentru c_1 şi c_2 sînt date în tabela 2.

Cu relaţiile de mai sus şi utilizînd diagrama din figura 1, se face o paralelă între ajustajele din mecanica fină şi cele din construcţia de maşini pe baza următoarelor condiţii :

— ajustajele se realizează prin rectificare în condiţii identice, astfel încît înălţimile maxime ale asperităţilor arborelui şi alezajului sînt $h_1 = h_2 = 2{,}5\ \mu$;

— ajustajul din mecanica fină se execută la dimensiunea nominală $D_I = d_I = 5$ mm, iar cel din construcţia de maşini, la dimensiunea nominală $d_{II} = D_{II} = 50$ mm ;

— materialele folosite pentru arbore şi alezaj sînt identice, OLC 45 cu $\sigma_c = 45$ kgf/mm² şi $E = 2{,}1 \cdot 10^4$ kgf/mm² ;

— raportul $d/d_2 = 0{,}6$, deci $n = 0{,}36$, iar $d_1 = 0$.

Efectuîndu-se calculele pentru alezaj, unde va apărea în primul rînd pericolul depăşirii limitei de curgere ($d_1 = 0$), se obţine :

$$p_{c_2} = c_2\,\sigma_{c_2} = 0{,}32 \cdot 45 = 14{,}4,\ \text{kgf/mm}^2,$$

unde $c_2 = 0{,}32$ pentru $\frac{d}{d_2} = 0{,}6$ şi deci :

$$\Psi_{max\,c_2} = \frac{2\,p_{c_2}}{E\,(1-n)} = \frac{2 \cdot 14{,}4}{2{,}1 \cdot 10^4\,(1 - 0{,}36)} = 2{,}15 \cdot 10^{-3}\,;$$

$$\Psi_{CT\,MF_2} = \Psi_{max\,c_2} + \frac{1{,}2\,(h_1 + h_2)}{D_I} = 2{,}15 \cdot 10^{-3} + \frac{1{,}2\,(2{,}5 + 2{,}5) \cdot 10^{-3}}{5} = 3{,}35 \cdot 10^{-3}\,;$$

$$\Psi_{CT\,CM_2} = \Psi_{max\,c_2} + \frac{1{,}2\,(h_1 + h_2)}{D_{II}} = 2{,}15 \cdot 10^{-3} + \frac{1{,}2\,(2{,}5 + 2{,}5) \cdot 10^{-3}}{50} = 2{,}27 \cdot 10^{-3}.$$

Se constată că, în mecanica fină, pentru dimensiuni nominale sub 5 mm, ajustajele nu pot satisface condiţiile impuse de strîngerea maximă (pentru dimensiuni nominale sub 10 mm sînt recomandabile ajustajele din clasele de precizie 6 şi 7).

Efectuîndu-se acum calculele pentru arbore, se obţine :

$$p_{c_1} = c_1\, \sigma_{c_1} = 0,5\, \sigma_{c_1} = 0,5 \cdot 45 =$$

$$= 22,5 \text{ kgf/mm}^2,$$

unde:

$$c_1 = 0,5 \text{ pentru } d_1/d = 0, \text{ rezultînd :}$$

$$\Psi_{max\, c_1} = \frac{2\, p_{c_1}}{E\,(1-n)} = \frac{2.22,5}{2,1 \cdot 10^4\,(1-0,36)} =$$

$$= 3,34 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, MF_1} = \Psi_{max\, c_1} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_I} = 3,34 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(2,5+2,5) \cdot 10^{-3}}{5} = 4,54 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, CM_1} = \Psi_{max\, c_1} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_{II}} = 3,34 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(2,5+2,5) \cdot 10^{-3}}{50} = 3,47 \cdot 10^{-3}.$$

Menţinînd condiţiile arătate şi admiţînd o înălţime maximă a asperităţilor de 6μ, se obţine pentru alezaj :

$$p_{c_2} = c_2 \sigma_{c_2} = 0,32 \cdot 45 = 14,4 \text{ kgf/mm}^2,$$

$$\Psi_{max\, c_2} = \frac{2\, p_{c_2}}{E\,(1-n)} = \frac{2 \cdot 14,4}{2,1 \cdot 10^4\,(1-0,36)} =$$

$$= 2,15 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, MF_2} = \Psi_{max\, c_2} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_I} = 2,15 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(6+6) \cdot 10^{-3}}{5} = 5 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, CM_2} = \Psi_{max\, c_2} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_{II}} = 2,15 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(6+6) \cdot 10^{-3}}{50} = 2,44 \cdot 10^{-3}.$$

Se remarcă că gama ajustajelor se lărgeşte în acest caz, atît în domeniul construcţiilor de maşini, cît şi în mecanica fină (diagrama din figura 1), cu rezerva manifestată de unii autori care susţin că înălţimile asperităţilor depind, totuşi, de dimensiunea nominală, deci h este mai mic în mecanica fină.

Dacă ajustajul este rectificat şi se foloseşte ca material un oţel cu $\sigma_c = 70$ kgf/mm², se obţine :

$$p_{c_2} = c_2\, \sigma_{c_2} = 0,32 \cdot 70 = 22,4 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\Psi_{max\, c_2} = \frac{2p_{c_2}}{E\,(1-n)} = \frac{2.22,4}{2,1.10^4\,(1-0,36)} =$$

$$= 3,34 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, MF_2} = \Psi_{max\, c_2} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_I} = 3,34 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(2,5+2,5) \cdot 10^{-3}}{5} = 4,54 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, CM_2} = \Psi_{max\, c_2} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_{II}} = 3,34 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(2,5+2,5) \cdot 10^{-3}}{50} = 3,46 \cdot 10^{-3}.$$

Rezultatele pentru alezajul din OL 70 sînt identice cu cele pentru arborele din OLC 45.

Dacă pentru ajustajul considerat $h_1 = h_2 = 6\mu$, se obţine :

$$p_{c_2} = c_2\, \sigma_{c_2} = 0,32 \cdot 70 = 22,4 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\Psi_{max\, c_2} = \frac{2p_{c_2}}{E\,(1-n)} = \frac{2.22,4}{2,1 \cdot 10^4\,(1-0,36)} =$$

$$= 3,4 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, MF_2} = \Psi_{max\, c_2} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_I} = 3,34 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(6+6) \cdot 10^{-3}}{5} = 6,22 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{CT\, CM_2} = \Psi_{max\, c_2} + \frac{1,2\,(h_1+h_2)}{D_{II}} = 3,34 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1,2\,(6+6).10^{-3}}{50} = 3,62 \cdot 10^{-3}.$$

Din cele arătate rezultă următoarele : dacă în construcţia de maşini presiunea maximă din ajustaj nu ridică probleme prea importante, în mecanica fină şi în special pentru dimensiuni nominale mici (< 5mm), presiunea maximă joacă un rol însemnat. De aceea, în raport cu rolul jucat de ajustaj în ansamblul construcţiei, este recomandabilă utilizarea unor materiale cu limita de curgere ridicată şi executate într-o clasă înaltă de precizie. De asemenea, se pot folosi materiale cu proprietăţi inferioare pentru arbori şi materiale de calitate pentru alezaje.

Pentru o mai bună alegere a unui ajustaj în mecanica fină, luînd în considerare şi presiunea maximă din ajustaj (presiunea minimă fiind hotărîtoare, ca şi în construcţia de maşini, la alegerea tipului ajustajului), sînt reprezentate în figura 3 curbele de variaţie ale strîngerii maxime corectate, la care apare curgerea materialului.

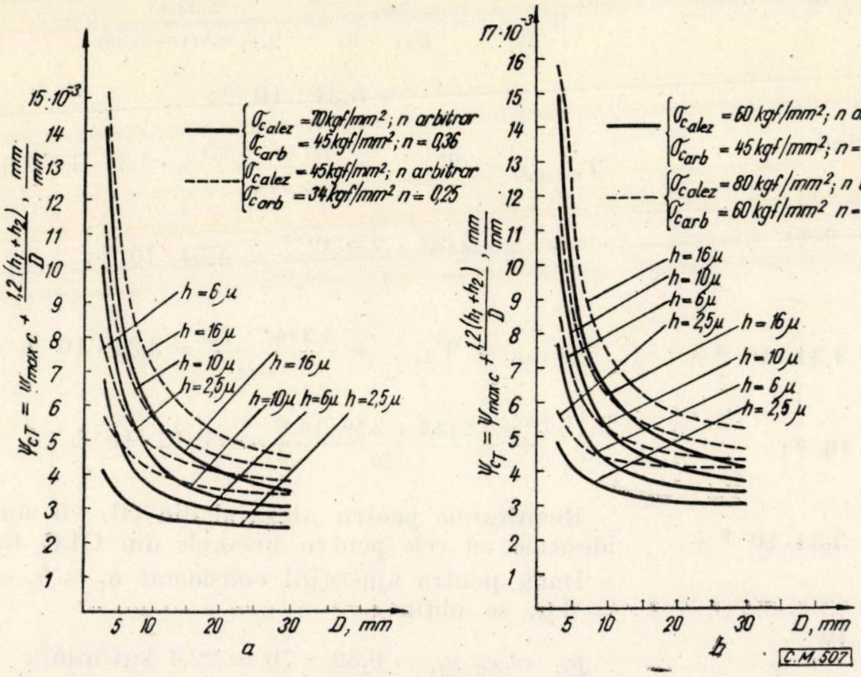


Fig. 3

Reprezentarea s-a făcut pentru materialele mai uzuale folosite în practică (oţel cu $E = 2{,}1 \cdot 10^4$ kgf/mm²) şi pentru diferite procedee de prelucrare (diferite valori ale înălţimii maxime a asperităţilor).

Alegînd la alezaje unele valori posibile pentru parametrul n, se constată că influenţa acestuia este neglijabilă (pentru $n = 0{,}16$; $0{,}25$; $0{,}36$; $0{,}49$, respectiv $c_2 = 0{,}42$; $0{,}38$, $0{,}32$; $0{,}26$ şi $E = 2{,}1 \cdot 10^{\,4}$, valorile raportului $\frac{2\, p_{c_2}}{E\,(1 - n)}$ rămîn practic egale). Pentru toate curbele trasate $d_1 = 0$.

Influenţa jocului relativ minim. Jocul minim este, după cum se ştie, dependent de dimensiunea nominală şi tipul ajustajului şi independent de clasa de precizie.

Dacă se reprezintă într-o diagramă funcţia $K = F(\lambda)$, unde K este raportul între jocurile relative minime a două ajustaje de acelaşi tip, dar de dimensiuni nominale diferite :

$$K = \frac{\Psi_{1\,min}}{\Psi_{2\,min}} = \frac{J_{1\,min}}{J_{2\,min}} \cdot \frac{d_2}{d_1},$$

iar λ este raportul dimensiunilor nominale ale ajustajelor :

$$\lambda = \frac{d_1}{d_2},$$

se poate efectua o comparaţie a ajustajelor din mecanica fină cu cele din construcţia de maşini.

Folosind pentru jocul relativ minim, relaţia dată în normele ISO ($J_{min} = 5{,}5 \cdot d^{0{,}41}$) pentru un ajustaj uzual (de tipul F), se obţine :

$$K = \frac{J_{1\,min}}{J_{2\,min}} \cdot \frac{d_2}{d_1} = \frac{5{,}5 \cdot d_1^{0{,}41}}{5{,}5 \cdot d_2^{0{,}41}} \cdot$$

$$\cdot \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_1^{-0{,}59}}{d_2^{-0{,}59}}$$

sau :

$$K = \lambda^{-0{,}59}. \tag{8}$$

Pentru valorile lui λ alese din tabela 3 şi ale lui K determinate cu relaţia (8), s-a reprezentat variaţia funcţiei $F(\lambda)$ în diagrama din figura 4.

Se observă că jocul relativ minim pentru ajustajele din mecanica fină este mai mare ca jocul relativ minim pentru ajustajele din construcţia de maşini.

Presupunînd o ungere hidrodinamică şi calculînd valorile raporturilor $\frac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi^2_{M\,F}}$ şi $\frac{\eta\omega}{p_m\,\Psi^2_{CM}}$, unde η este viscozitatea lubrifiantului, ω — viteza unghiulară a arborelui şi p_m — presiunea medie în filmul de lubrifiant, şi păstrînd aceleaşi valori pentru η, ω şi p_m, atît în mecanica fină, cît şi în construcţia de maşini, rezultă :

Tabela 3

λ	1/20	1/10	1/5	1/2	1
K	6,1	3,75	2,7	1,7	1

$$\frac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi^2_{MF}} < \frac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi^2_{CM}}.$$

Pentru egalitatea raportului dintre lungimea lagărului l şi diametrul său d, în ambele domenii, conform diagramei din figura 5, rezultă că grosimea relativă minimă a peliculei de lubrifiant δ este mai mică în mecanica fină ($\delta_{MF} < \delta_{CM}$).

Valoarea minimă a stratului de lubrifiant h_0 se va determina din relaţia :

$$h_0 = \frac{\delta\,(D - d)}{2} = \frac{\delta\,\Psi\,d}{2} = \frac{\delta J}{2}, \tag{9}$$

unde semnificaţia notaţiilor este arătată în figura 6.

Cu relaţia de mai sus rezultă:

$$2\,h_{0MF} = J_{min\,MF} \cdot \delta_{MF}\,;\quad 2\,h_{0CM} = J_{min\,CM} \cdot \delta_{CM}$$

şi întrucît şi $J_{min\,MF} < J_{min\,CM}$ (tipurile de ajustaje în cele două domenii sînt aceleaşi), se constată că:

$$h_{0MF} < h_{0CM}.$$

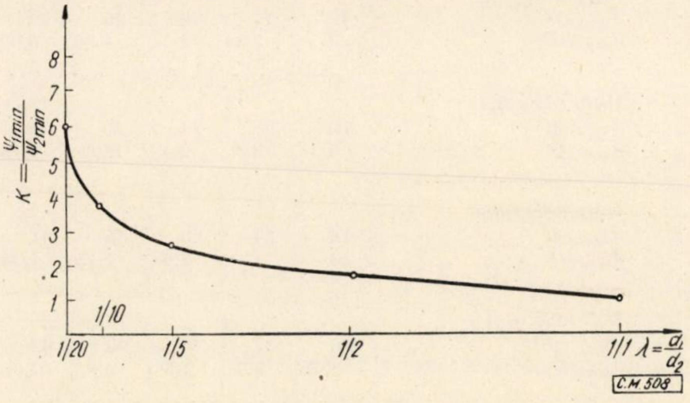


Fig. 4

Deoarece pentru a împiedica străpungerea filmului de lubrifiant trebuie ca $h_0 > h_1 + h_2$ (h_1 şi h_2 sînt înălţimile maxime ale asperităţilor arborelui şi cuzinetului — fig. 7), apare necesitatea unei calităţi superioare a suprafeţei arborilor şi alezajelor din mecanica fină. Dificultăţile tehnologice cresc evident atunci cînd dimensiunile suprafeţelor se micşorează. Ca urmare, pentru preîntîmpinarea greutăţilor de acest ordin se poate micşora presiunea specifică medie sau mări viteza unghiulară sau, mai rar, se pot utiliza rapoarte l/d mai mici. Se înţelege că folosirea de ajustaje la care jocul minim să aibă valori mai ridicate, dată fiind precizia cerută de construcţiile din mecanica fină, nu este recomandabilă.

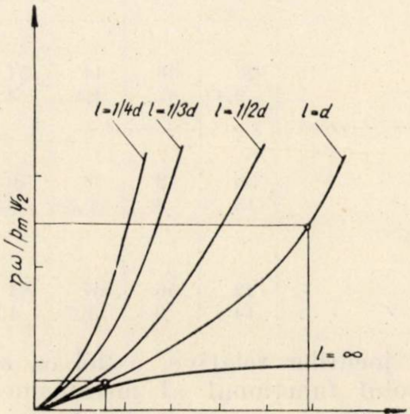


Fig. 5

Cu cele arătate, dacă de exemplu se consideră două ajustaje cu $d_1 = 10$ mm, respectiv $d_2 = 50$ mm, pentru $d_1/d_2 = 1/5$, din figura 4, rezultă:

$$K = \frac{\Psi_{1\,min}}{\Psi_{2\,min}} = 2{,}7.$$

Admiţînd un $\frac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi_2^2} = 2$ şi ştiind că:

$$\frac{\dfrac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi_2^2}}{\dfrac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi_1^2}} = 2{,}7^2 = 7{,}3,$$

se va obţine $\frac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi_1^2} = 0{,}27$. Considerînd în continuare $\frac{l_1}{d_1} = \frac{l_2}{d_2} = 1$, din diagrama din figura 5 reiese că $\delta_2 = 0{,}6$ şi $\delta_1 = 0{,}15$ şi, prin urmare:

$$\frac{h_{0_1}}{h_{0_2}} = \frac{\delta_1}{\delta_2} \cdot \frac{\Psi_{1\,min}}{\Psi_{2\,min}} \cdot \frac{d_1}{d_2} = 0{,}135,$$

adică valoarea grosimii minime a peliculei de lubrifiant h_{c_1} din mecanica fină este mult mai mică decît cea din construcţia de maşini h_{0_2}. Aşa cum s-a arătat mai sus, influenţa rugozităţii asupra jocului dinamic minim poate fi însă sensibil influenţată de o alegere corespunzătoare a parametrilor η, p_m şi ω.

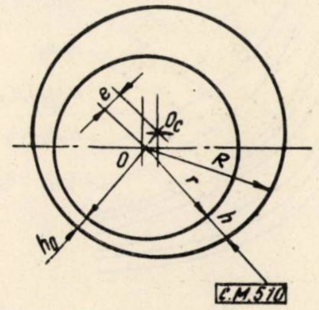


Fig. 6

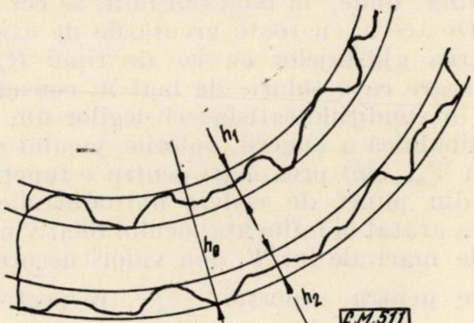


Fig. 7

Influenţa jocului relativ maxim. Pentru a trage unele concluzii şi în ce priveşte influenţa jocului relativ maxim asupra ajustajelor din mecanica fină, în diagrama din figura 8 sînt reprezentate variaţiile acestui joc în funcţie de dimensiunile nominale ale ajustajelor conform normelor ISO,

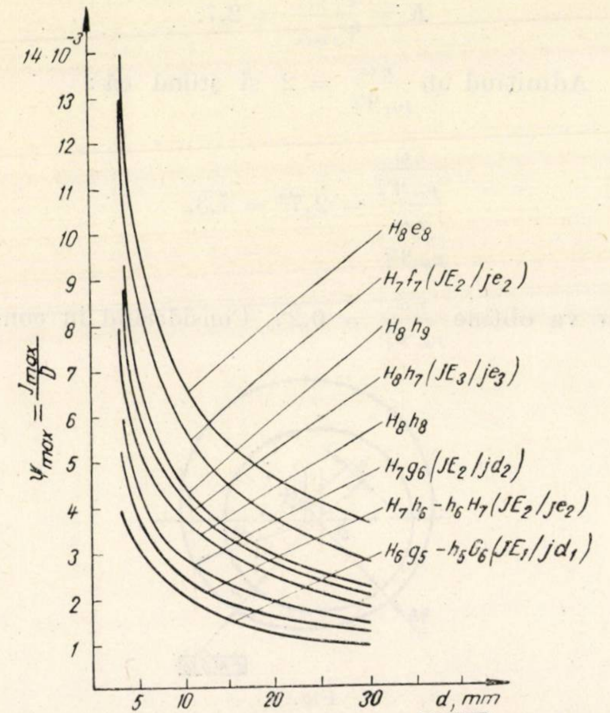


Fig. 8

iar în tabela 4 sînt date valorile jocurilor relative maxime pentru diferite dimensiuni nominale şi tipuri de ajustaje.

Se remarcă uşor că, pentru dimensiunile corespunzătoare mecanicii fine (de regulă $<$ <10 mm), jocul relativ maxim are evident valori mai nefavorabile decît pentru dimensiuni corespunzătoare construcţiei de maşini. Aceasta influenţează desigur negativ şi funcţionarea corespunzătoare a mecanismelor din mecanica fină unde, în mod obişnuit, se cer jocuri mici. De aceea, cu toate greutăţile de execuţie, utilizarea ajustajelor cu joc de tipul H_6g_5 ori H_7h_6 apare ca o soluţie de luat în considerare. Chiar în condiţiile satisfacerii legilor din teoria hidrodinamică a ungerii, valorile jocului relativ maxim Ψ_{max} sînt prea mari pentru o funcţionare bună din punct de vedere hidrodinamic. Aşa cum s-a arătat la influenţa jocului relativ minim, valorile mari ale lui Ψ dau valori necorespunzătoare pentru raportul $\frac{\eta\,\omega}{p_m\,\Psi^2}$, respectiv δ şi h_0. Pe de altă parte, lagărele fără ungere din domeniul mecanicii fine (cu jocurile relative maxime) nu asigură o precizie funcţională corespunzătoare. De aceea este necesară o analiză atentă a ajustajelor din mecanica fină, o judicioasă alegere a lor, ţinînd seamă de influenţa jocurilor relative, astfel ca să nu fie alterat rolul funcţional al mecanismelor din acest domeniu.

Tabela 4

Tipul ajustajului	Dimensiunea nominală, mm				
	1–3	3–6	6–10	10–18	18–30
H_6g_5 (JE_1/jd_1)					
J_{max}, μ	12	17	20	25	29
$J_{max},/D$	4	2,84	2	1,39	0,97
H_7h_6 (JE_2/je_2)					
J_{max}, μ	16	20	24	29	34
J_{max}/D	5,3	3,3	2,4	1,6	1,18
H_7g_6 (JE_2/jd_2)					
J_{max}, μ	18	24	29	35	41
J_{max}/D	6	4	2,9	1,15	1,36
H_7f_7 (JE_2/jc_2)					
J_{max}, μ	26	34	43	52	62
J_{max}/D	8,75	5,7	4,3	2,9	2,06
H_8h_7 (JE_3/je_3)					
J_{max}, μ	24	30	37	45	54
J_{max}/D	8	5	3,7	2,5	1,8
h_5G_6 (je_3/JD_1)					
J_{max}, μ	12	17	20	25	29
J_{max}/D	4	2,84	2	1,39	0,97
h_6H_7 (je_2/JE_2)					
J_{max}, μ	16	20	24	29	34
J_{max}/D	3,3	3,3	2,4	1,6	1,18
H_8h_8					
J_{max}, μ	28	36	44	54	66
J_{max}/D	9,4	6	4,4	3	2,2
H_8h_9					
J_{max}, μ	39	48	58	70	85
J_{max}/D	13	8	5,8	3,9	2,9
H_8e_8					
J_{max}, μ	42	56	67	84	106
J_{max}/D	14	9,4	6,7	4,7	3,5

Comportarea ajustajelor cu strîngere şi cu joc din mecanica fină, mai ales pentru dimensiuni nominale mai mici de 5 mm, continuă să constituie un obiect de studiu, iar rezultatele vor avea drept consecinţă probabilă unele îmbunătăţiri ale normelor ISO.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manea, G.* Organe de maşini, vol. 1. Bucureşti, Editura tehnică, 1956.
[2] * * * Organe de maşini, vol. II. Standarde generale. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
[3] *Lăzărescu, D.* Toleranţe şi ajustaje. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.
[4] *Demian, T.* Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1965.
[5] * * * ISO R/286. Toleranţe şi ajustaje.

CZ 621.9.048.4-47.0.105

Cercetări experimentale privind influența vibrațiilor de înaltă frecvență asupra prelucrării găurilor de diametru mic

P. PATARINSCHI, ST. PAȘOV, T. TRANDAFILOV și B. BOJINOV
Institutul superior de construcții de mașini și electrotehnică, Sofia – R. P. Bulgaria

În lucrare se prezintă rezultatele experimentale obținute la studiul influenței vibrațiilor de înaltă frecvență asupra uzurii burghielor, asupra preciziei și asupra rugozității suprafețelor prelucrate. Au fost folosite burghie de oțel R 18 cu diametrul 1,7 mm. Găurirea s-a efectuat pe o mașină de găurit PK–12 prevăzută cu un dispozitiv de avans mecanic. Piesa de prelucrat se fixează pe concentratorul vibratorului magnetostrictiv construit special pentru acest scop. Alimentarea vibratorului se face de către un generator ultrasonic cu două trepte, cu o frecvență a fiecărei trepte de 15 000 și respectiv 20 000 Hz. Amplitudinea oscilației piesei se modifică continuu în limitele 0–20 μm prin schimbarea tensiunii anodice a generatorului. La toate experiențele s-au folosit semifabricate din oțel inoxidabil X17, în condiții de răcire continuă cu ulei.

Pentru studierea influenței vibrațiilor de înaltă frecvență asupra uzurii burghielor au fost executate mai multe găuri, cu același regim de așchiere, însă o dată fără, și o dată cu vibrații de o anumită frecvență și amplitudine. Uzura burghielor a fost măsurată pe suprafața anterioară și posterioară și pe muchia tăietoare transversală. La experimentare se uzau în aceleași condiții trei burghie, luîndu-se valoarea medie aritmetică a uzurii.

În figura 1 este prezentată dependența dintre numărul găurilor prelucrate pînă la o anumită uzură și avans, în condițiile amplitudinii vibrației piesei de $2A = 0, 5, 10$ și 15 μm. Drept criteriu al uzurii a fost adoptată uzura muchiei tăietoare transversale pînă la 0,2 mm [4].

Din figura 1 se constată influența vibrațiilor de înaltă frecvență asupra durabilității burghielor. În timp ce la găurirea simplă (fără vibrații) durabilitatea maximă a burghiului ($s = 0,005$ mm/rot) exprimată prin numărul găurilor executate este $N = 24$ găuri, la găurirea cu vibrații ($2A = 5\mu m$, $s = 0,010$ mm/rot), $N = 64$. În cazul sporirii simultane a avansului optim de la 0,005 la 0,010 mm/rot se obține o mărire a durabilității cu 267%, ceea ce duce la o creștere considerabilă a productivității muncii în condițiile găuririi cu vibrații, față de găurirea simplă.

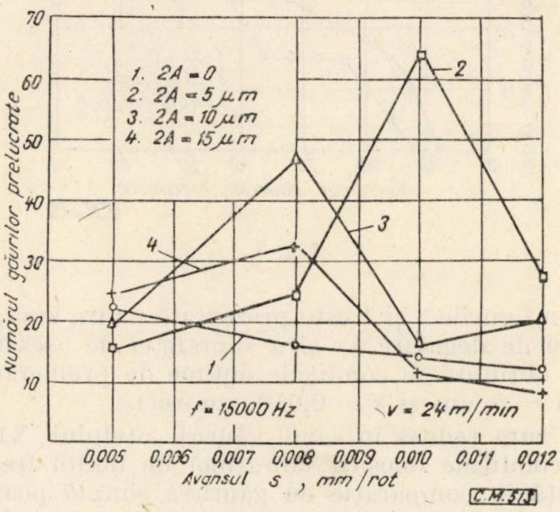


Fig. 1]

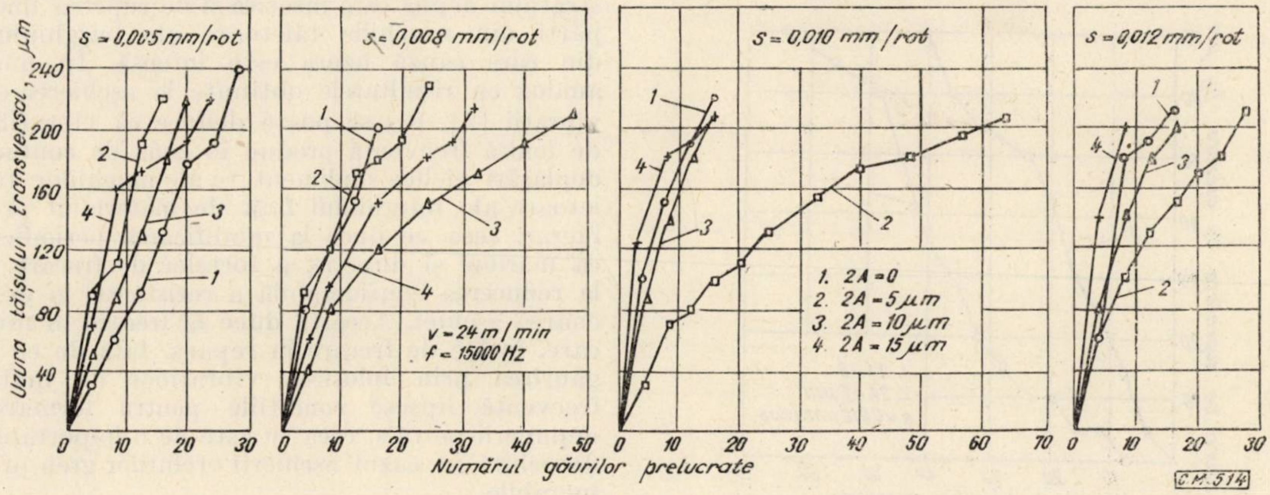


Fig. 2

În figura 2 este prezentată uzura burghiului pe muchia tăietoare transversală h_{mt} atunci cînd avansul $s = 0{,}005$; $0{,}008$; $0{,}010$ și $0{,}12$ mm/rot și amplitudinea $2A = 0$, 5, 10 și 15 µm. Din figura 2 rezultă că h_{mt} este cea mai mică, cînd $s = 0{,}010$ mm/rot și $2A = 5$ µm.

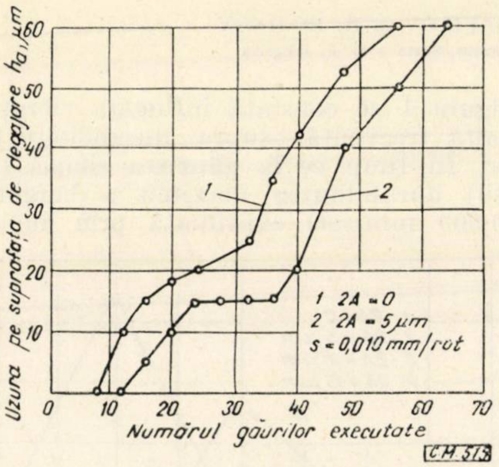


Fig. 3

În figurile 3 și 4 este prezentată uzura suprafeței de degajare h_a și a suprafeței de așezare h_p, obținută în condițiile optime de prelucrare ($2A = 5$ µm și $s = 0{,}010$ mm/rot).

Uzura redusă în cazul găuririi oțelului X17 în condițiile folosirii vibrațiilor de înaltă frecvență în comparație cu găurirea simplă poate fi explicată în felul următor. Se știe că oțelul inoxidabil nu este bun conducător de căldură. El este elastic, cu tendință de întărire în cazul deformațiilor plastice și de formare a unui strat pe muchiile tăietoare ale sculei. Atît la găurirea cu vibrații de joasă frecvență, cît și la aceea simplă, factorul de bază care determină condițiile ameliorate de muncă ale burghiului este fărîmițarea așchiei. Așchia scurtă fărîmițată nu umple canalele filetului, se separă ușor și nu împiedică aproape de loc accesul lubrifiantului de răcire către zona de tăiere. În același timp așchia măruntă are o suprafață mult mai mare de răcire față de așchia lungă, ceea ce asigură o mai bună răcire a muchiilor tăietoare ale burghiului. Pe de altă parte din cauza cinematicii specifice a procesului găuririi cu vibrații, contactul între muchiile tăietoare și materialul prelucrat se întrerupe, nu este continuu, ca în cazul găuririi simple. În cazul acesta se creează condiții de așchiere asemănătoare cu cele ale așa-numitei „filetări în vîrtej", unde muchia așchietoare a sculei se află în contact cu materialul prelucrat într-un timp foarte scurt, iar în restul timpului este în afara zonei de tăiere și în felul acesta se produce o autorăcire. Totodată, în timp ce muchiile de așchiere ale burghiului nu sînt în contact cu materialul, se creează condiții favorabile pentru pătrunderea lichidului de răcire și ungere, ceea ce este imposibil în cazul găuririi simple. În general, se poate considera că, în ciuda căldurii suplimentare, ce rezultă din lovitura în cazul găuririi cu vibrații, burghiul lucrează în condiții mai favorabile de temperatură față de găurirea simplă. Aceasta este una dintre cauzele uzurii reduse în cazul găuririi cu vibrații a oțelului X17, care are o conductibilitate termică redusă.

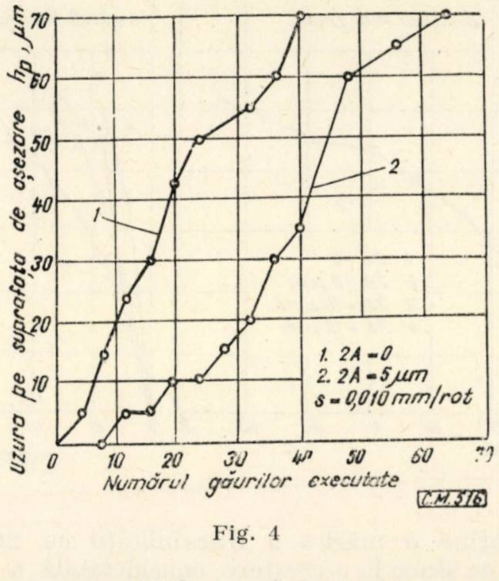


Fig. 4

O altă cauză este lipsa condițiilor de depunere pe tăiș în cazul găuririi cu vibrații de înaltă frecvență. Se știe că la găurirea simplă a oțelurilor greu prelucrabile se formează o depunere pe muchiile tăietoare ale burghielor, care produce așa-zisa „frecare în repaos" între suprafețele de contact. Coeziunea dintre cele două metale este așa de mare, încît ruperea stratului depus este însoțită și de ruperea unor părți din muchiile tăietoare ale burghiului, din care cauză uzura este intensă. În mod analog cu rezultatele obținute la așchierea cu vibrații [2], [3] se poate deduce că vibrațiile de înaltă frecvență produc în zona de contact deplasări ciclice suplimentare ale muchiilor tăietoare ale burghiului față de materialul prelucrat, ceea ce duce la modificarea periodică, ca mărime și direcție, a forțelor de frecare și la reducerea considerabilă a rezistenței la evacuarea așchiei. Aceasta duce la frecare în mișcare, în loc de frecare în repaos. Iată de ce la găurirea prin folosirea vibrațiilor de înaltă frecvență lipsesc condițiile pentru formarea depunerii pe tăiș, ceea ce este de o importanță deosebită în cazul așchierii oțelurilor greu prelucrabile.

De asemenea în figurile 1 și 2 se vede că folosirea vibrațiilor de înaltă frecvență nu în toate cazurile duce la reducerea uzurii burghiului. În cazul cînd avansul $s = 0{,}005$ mm/rot uzura la găurirea cu vibrații pentru toate amplitudinile este mai mare decît uzura în aceleași condiții, dar lucrîndu-se fără vibrații. Același lucru este valabil și în cazul cînd $s > 0{,}010$ mm/rot și $2A = 15$ μm. Cauza este următoarea. În cazul găuririi cu vibrații, datorită lovirii sculei cu materialul piesei se obține o ecruisare a metalului. În condițiile avansurilor mici, adîncimea stratului ecruisat este comparabilă cu grosimea așchiei. Aceasta duce la o deformare plastică mai pronunțată a materialului și la eforturi mai mari de așchiere față de cele ale găuririi simple, datorită cărora și uzura este mai mare.

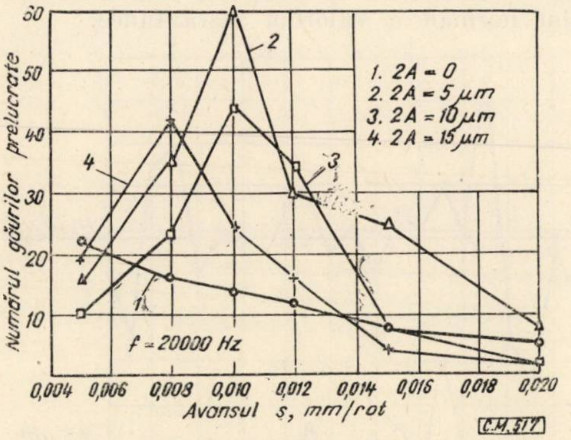


Fig. 5

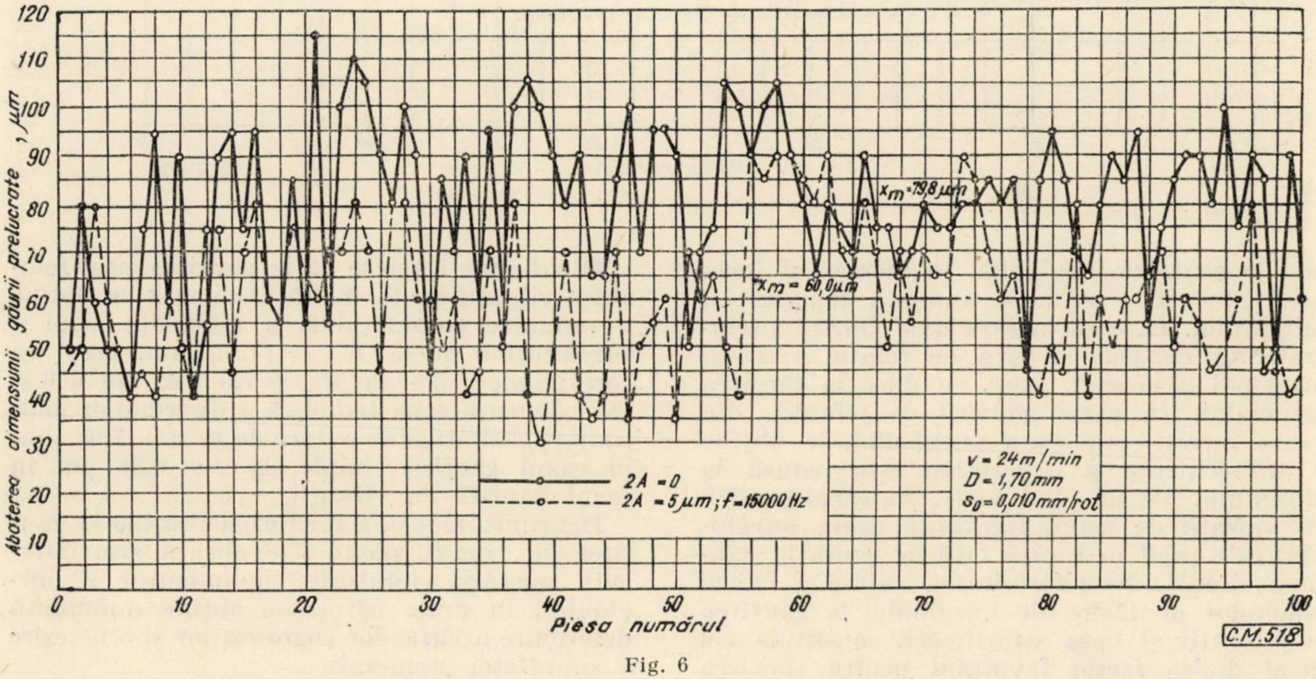


Fig. 6

Pe de altă parte, o dată cu mărirea amplitudinii de vibrare, se mărește și adîncimea stratului de metal ecruisat. Aceasta duce la reducerea durabilității burghiului prin mărirea amplitudinii (fig. 1) cînd $2A = 5$ μm, $N = 64$ bucăți; cînd $2A = 10$ μm, $N = 48$ bucăți și cînd $2A = 15$ μm, $N = 32$ bucăți.

În figura 5 este prezentat raportul dintre numărul găurilor prelucrate pînă la atingerea unui anumit grad de uzură și avansul, cu amplitudine $2A = 0$, 5, 10 și 15 μm și viteza de așchiere $v = 24$ m/min, în cazul găuririi oțelului X17, prin folosirea vibrațiilor ultrasonore cu o frecvență de 20 000 Hz.

Pentru stabilirea influenței vibrațiilor de înaltă frecvență asupra preciziei găurilor prelucrate au fost măsurate diametrele a 100 de piese executate cu vibrații și 100, fără vibrații ($d = 1{,}7$ mm, oțel X17; $v = 24$ m/min; $s = 0{,}010$ mm/rot; $2A = 5$ μm; $f = 15\,000$ Hz).

Rezultatele măsurării sînt date în diagrama din figura 6. Cele două curbe exprimă situația centrului grupării dimensiunilor pentru diferitele găuri: linia continuă pentru orificiile executate fără vibrații, iar cea punctată, cu vibrații. Din diagramă reiese că abaterea medie a găurilor executate fără vibrații este $x_m = 79{,}8$ μm, adică 4,69%, iar a celor executate cu vibrații $x_m = 60{,}0$ μm, adică 3,53%.

Pentru a se determina zona teoretică a distribuției dimensiunilor orificiilor au fost construite curbele experimentale de distribuție. Comparînd curbele experimentale obținute cu curba care exprimă legea distribuției normale a valorilor instantanee, s-a stabilit că, atît în cazul pieselor executate fără vibrații, cît și în cazul celor executate cu vibrații, curbele experimentale sînt destul de apropiate de curba lui Gauss. Zona teoretică calculată a distribuției în cazul găuririi simple, $v = 103{,}2$ μm, iar în cazul găuririi cu vibrații, $v = 98{,}4$ μm. Prin urmare în cazul găuririi cu vibrații, în comparație cu cea simplă, avem o reducere pe de o parte a lărgirii găurilor de la 4,69% la 3,53%, iar pe de alta a dimensiunilor reale de la 103,2 μm la 89,4 μm. Aceasta va duce la o anumită mărire a preciziei orificiilor executate cu folosirea vibrațiilor de înaltă frecvență.

Precizia mai mare obținută la găurirea cu vibrații se explică în felul următor. Este cunoscut că, la găurirea simplă, cînd se lucrează fără o centrare prealabilă, în momentul începerii găuririi se obține o anumită deplasare a burghiului. În cazul acesta axa găuririi prelucrate nu coincide cu axa de rotație a axului principal al mașinii, ceea ce duce la lărgirea orificiului. În cazul găuririi cu vibrații, din cauza intrării prin șoc a burghiului, se obține o autocentrare și deplasarea este redusă la minimum. Pe de altă parte, în cazul găuririi cu vibrații de înaltă frecvență, uzura burghiului este mult mai mică față de uzura la găurirea simplă. Neuniformitatea redusă a uzurii muchiilor de tăiere ale burghiului la găurirea cu vibrații și lipsa stratificării constituie cel de-al doilea factor favorabil pentru sporirea preciziei. Prin urmare, la găurirea cu vibrații de înaltă frecvență nu este necesară centrarea preliminară, ceea ce duce la reducerea timpului auxiliar și la o sporire suplimentară a productivității muncii.

Pentru determinarea influenței vibrațiilor de înaltă frecvență asupra microrugozităților suprafețelor prelucrate a fost măsurată înălțimea rugozităților a 50 de orificii prelucrate cu vibrații și a 50, fără vibrații. Condițiile de lucru au fost aceleași ca și la studierea preciziei. S-a constatat că distribuția înălțimilor microrugozităților orificiilor executate fără vibrații este de asemenea în funcție de legea distribuțiilor normale a valorilor instantanee.

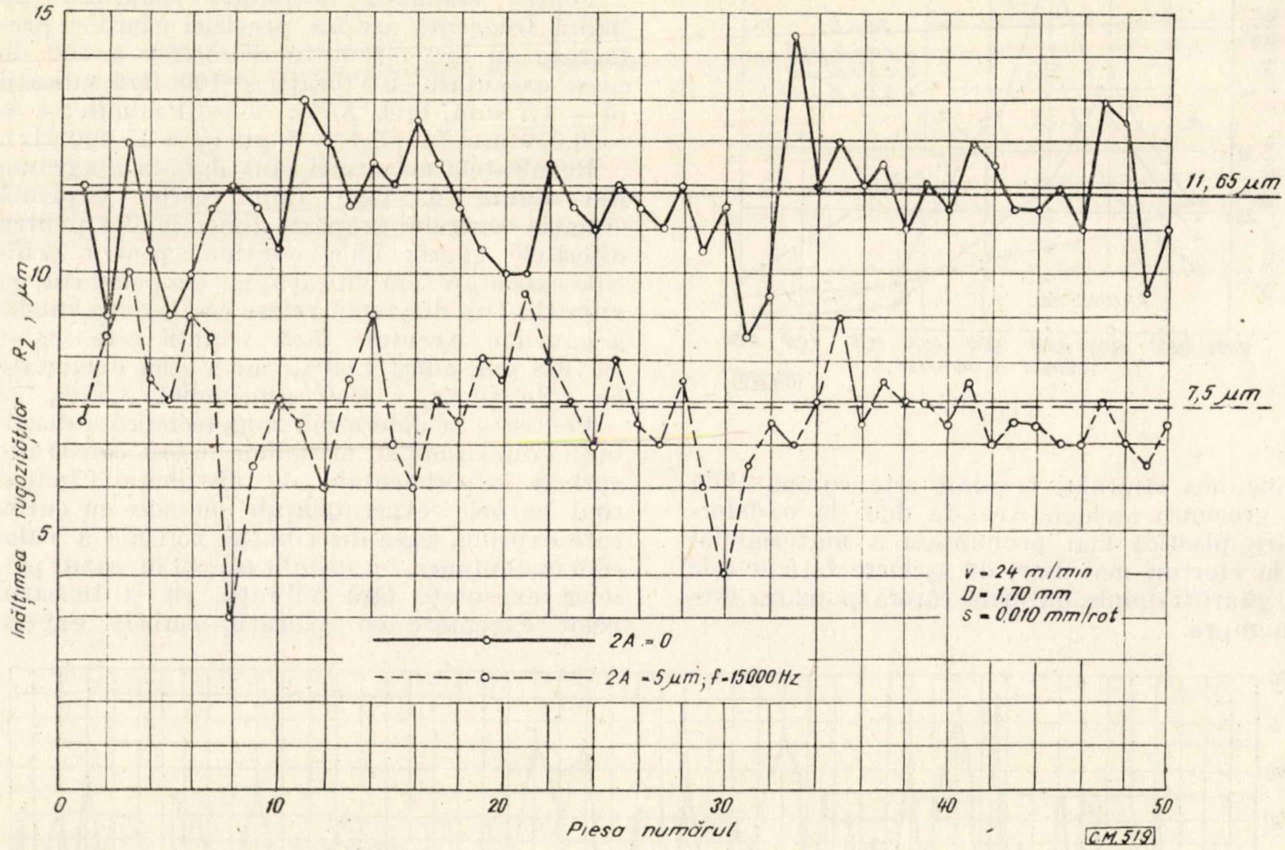


Fig. 7

Din figura 7 reiese că la găurirea prin folosirea vibrațiilor de înaltă frecvență se obține o reducere considerabilă a înălțimii medii a rugozităților de la $R_{zm} = 11,65$ μm, ceea ce corespunde ∇ 5 — la $R_{zm} = 7,5$ μm sau ∇ 6 δ. De asemenea zona teoretică a distribuției înălțimii rugozităților se reduce de la $v = 7,02$ μm, în cazul găuririi simple, la $v = 6,36$ μm în cazul găuririi cu vibrații.

Înălțimea redusă a microrugozităților la găurirea cu vibrații poate fi explicată prin influența mișcării vibratorii suplimentare a burghiului, în urma căreia se obține o anumită deformare a vîrfurilor rugozităților și o netezire a suprafeței prelucrate

De asemenea, lipsa stratificării pe muchiile tăietoare ale burghiului înlesnește procesul de așchiere și duce la reducerea înălțimii microrugozităților.

Din cercetările experimentale efectuate se pot trage următoarele concluzii :

1. Folosirea vibrațiilor de înaltă frecvență ($f = 15\ 000$ Hz și 20 000 Hz) duce la reducerea

considerabilă a uzurii burghiului. Există o anumită amplitudine şi un avans la care uzura este minimă. Mărirea sau micşorarea amplitudinii sau avansului faţă de valorile lor optime duce la micşorarea durabilităţii. Prin urmare, atît la găurirea cu folosirea vibraţiilor de joasă frecvenţă, cît şi în cazul de faţă, se pot folosi numai vibratori care asigură o amplitudine constantă în procesul de lucru.

2. La găurirea oţelului X 17 cu folosirea vibraţiilor cu frecvenţă $f = 15\,000$ Hz, în condiţiile avansului optim stabilit ($s = 0{,}010$ mm/rot) şi amplitudinii $2\ A = 5\ \mu$m ($d = 1{,}7$ mm, $v = 24$ m/min), se obţine o anumită reducere a lărgirii în limitele a cinci clase de precizie. În aceleaşi condiţii există o reducere considerabilă a înălţimii rugozităţilor, de la ∇ 5, în cazul găuririi simple, la ∇ 6 δ, în cazul găuririi cu vibraţii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vatel, E. A.* ş.a. Găurirea vibratoare a orificiilor în oţeluri inoxidabile şi rezistente la temperaturi mari. În: Maşinostroene, nr. 1, 1962.

[2] *Isaev, A. I.* şi *Anothin, V. S.* Folosirea vibraţiilor ultrasonore la scule în aşchierea metalelor. În: Maşinostroene, nr. 5, 1961.

[3] *Markov, A. I.* Tăierea metalelor greu prelucrabile cu ajutorul vibraţiilor ultrasonore şi acustice. Moscova, 1962.

[4] *Paşov, St.* şi *Peev, P.* Găurirea orificiilor de diametru mic cu folosirea vibraţiilor de joasă tensiune. În: Maşinostroene, nr. 2, 1966.

CZ 622.673.001.24

Cu privire la calculul şi alegerea raţională a instalaţiilor miniere de extracţie

Dr. ing. NICOLAE MEREŢ

Alegerea raţională a instalaţiilor de extracţie se poate face numai prin compararea indicilor funcţionali şi tehnico-economici ai diferitelor sisteme de extracţie.

Parametrii energetici care caracterizează gradul de perfecţiune al instalaţiei (puterea motorului de acţionare şi randamentul instalaţiei) depind direct de regimul dinamic al extracţiei. De aceea problema alegerii regimului optim de funcţionare a instalaţiei este esenţială în calculul parametrilor energetici şi în compararea acestora.

Alegerea metodei de calcul al parametrilor energetici ai instalaţiilor de extracţie cu unul sau mai multe cabluri. Pentru calculul parametrilor energetici ai instalaţiilor de extracţie minieră se foloseşte metoda de calcul a prof. dr. Elancik G.M. [1]. Această metodă dă posibilitatea de calcul al instalaţiei de extracţie pornind de la regimul ei optim de funcţionare, adică folosirea la maximum a electromotorului de acţionare cu minimum de energie electrică de la reţea, randamentul maxim posibil (la condiţiile de exploatare date) şi costul minim al masei miniere extrase.

Pentru ciclul cinematic de lucru al oricărei maşini de extracţie, se include deplasarea vaselor de extracţie, atît în perioada cu viteză constantă — căreia îi corespunde viteza de calcul maximă — V_{max}, cît şi în perioada cu viteză de deplasare variabilă. Calculul raţional al fiecărei perioade în parte permite să se tragă concluziile privitoare la economicitatea instalaţiei.

Regimului optim de funcţionare a instalaţiei de extracţie îi corespunde valoarea minimă a raportului dintre forţa de calcul şi greutatea utilă $\rho_c = \frac{F_c}{Q_u}$, care la rîndul său determină tahograma optimă de lucru a instalaţiei de extracţie.

Valoarea optimă ρ_c determină cele mai mari valori posibile de acceleraţie la pornire a_1 şi încetinire la oprire a_3, posibile pentru condiţiile de exploatare date.

Alegerea valorii acceleraţiei a_1 pentru instalaţiile de extracţie se face din condiţiile de folosire la maximum a capacităţii de supraîncărcare a motorului de acţionare la durata realizabilă a parametrilor de mişcare în regim tranzitoriu.

Pentru instalaţiile de extracţie echipate cu roată de fricţiune, alegerea valorilor acceleraţiilor de pornire sînt limitate suplimentar de condiţiile de alunecare a cablului pe roata de fricţiune.

Natural, asemenea regim trebuie să stea la baza calculului instalaţiei de extracţie minieră [2].

Folosirea unei metode de calcul al instalaţiei de extracţie minieră, cu alegerea arbitrară a valorii acceleraţiei la pornire a_1 şi de încetinire la oprire a_3 (adică alegerea neştiinţifică a tahogramei), duce la alegerea neraţională a reductorului maşinii de extracţie cu toate consecinţele ce rezultă din aceasta, nu permite proiectarea raţională a maşinii de extracţie cu indici energetici ridicaţi care să asigure un preţ de cost minim al tonei de masă minieră extrasă.

Calculul parametrilor energetici ai instalaţiilor de extracţie cu tobe, un cablu de extracţie şi două schipuri şi a parametrilor instalaţiilor multicablu cu două schipuri şi schip cu contragreutate. Drept tahogramă iniţială este luată tahograma cu cinci perioade (fig. 1).

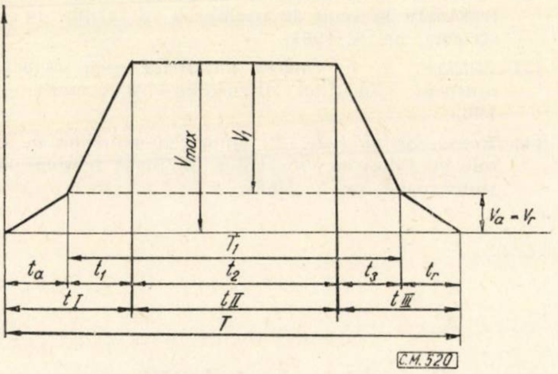


Fig. 1

Valorile numerice ale deplasării schipurilor pe curbele de descărcare şi viteza mişcării lor în această perioadă se iau egale cu :

$$h_0 = 2{,}5 \text{ m}; \; V_0 = 1 \text{ m/s}; \; t_0 = 5 \text{ s},$$

în care :

h_0 reprezintă drumul parcurs de cablu la deplasarea vasului de extracţie pe curba de descărcare, m;
V_0 — viteza de mişcare a schipurilor pe curbele de descărcare, m/s;
t_0 — durata de mişcare a vasului de extracţie (schipului) pe curba de descărcare, s.

Timpul de mişcare a schipurilor în afara curbelor de descărcare este :

$$T_1 = T - 2t_0 = T - 10, \tag{1}$$

în care T reprezintă durata totală a mişcării schipurilor pentru adîncimea de extracţie dată, în secunde.

Coeficientul de masivitate, care reprezintă raportul dintre suma maselor instalaţiei de extracţie (raportate la periferia organului de înfăşurare a cablului) şi greutatea utilă, se determină folosindu-se expresiile [2] :

pentru extracţia cu tobe şi două schipuri :

$$\mu_g = 0{,}65 + 0{,}6\, H \cdot 10^{-3}; \tag{2}$$

pentru extracţia cu roată de fricţiune multicablu în două schipuri :

$$\mu_g = 0{,}55 + 0{,}3\; H \cdot 10^{-3}, \tag{3}$$

unde H este adîncimea de extracţie, în metri.

Constanta regimului dinamic (constanta de exploatare) a instalaţiei de extracţie se determină după formula :

$$C = \mu_g \frac{H_1}{T_1^2}, \tag{4}$$

în care :

$$H_1 = H - 2h_0 - V_0\, T_1. \tag{5}$$

Caracteristica regimului dinamic se schimbă foarte puţin la variaţia parametrilor tahogramei instalaţiilor de extracţie cu două schipuri [1] şi se poate determina cu suficientă precizie cu expresia :

$$\rho_e = a_e \sqrt{\frac{k_2 + \frac{1}{3}(C - \delta_k)^2}{1 + \frac{1}{3}\frac{\theta}{T_1}}} = 1{,}1 \sqrt{\frac{k^2 + 12\, C^2}{3 + \frac{10}{T_1}}}, \tag{6}$$

unde k reprezintă coeficientul de încărcare (pentru extracţia cu schip este 1,15).

Forţa echivalentă se determină cu formula :

$$F_e = \rho_e \cdot Q_u. \tag{7}$$

Întrucît alegerea puterii motorului la extracţia cu schip se determină din condiţia de încălzire a motorului, forţa de calcul F_e este :

$$F_c = \rho_c \cdot Q_u. \tag{8}$$

Accelerarea optimă pentru instalaţiile de extracţie cu două schipuri acţionate cu un electromotor asincron s-a determinat cu ajutorul formulei :

$$a_1 = \frac{\rho_e\, n_s - k + \delta_k}{\mu_g}. \tag{9}$$

Pentru sistemul de extracţie static echilibrat :

$$a_1 = \frac{\rho_e \cdot n_s - k}{\mu_g}, \tag{10}$$

în care n_s este suprasarcina admisibilă de scurtă durată a motorului asincron, luată în calcul 1,6.

Pentru garanţia realizării acceleraţiei adoptate acceleraţia la pornire obţinută trebuie să fie verificată după formula :

$$a_1 \leqslant (0{,}3\ldots0{,}4) \frac{H_1}{T_1}. \tag{11}$$

La roţile de fricţiune cu multicablu este necesar, după cum s-a mai amintit, să se ţină seamă de condiţiile de protecţie împotriva alunecării cablului pe roata de fricţiune. Deci, acceleraţia admisibilă la roţile de fricţiune cu multicablu nu trebuie să depăşească valorile :

$$a_1 \leqslant \frac{(e^{f\alpha} - 1)\, S_g - 1{,}25\,(S_p - S_g)}{(e^{f\alpha} - 1) \sum m_{pi} + 1{,}25 \left(\sum m_{pi} - \sum m_{gi}\right)}, \tag{12}$$

unde :

f este coeficientul de frecare dintre cablu şi roata de fricţiune ;

α — unghiul de înfăşurare ;

S_g — tensiunea statică a cablului la roata de fricţiune (ţinînd seamă de influenţa rezistenţelor) la începutul ridicării sarcinii, pe partea vaselor goale ;

S_p — tensiunea statică a cablului la roata de fricţiune (ţinînd seama de influenţa rezistenţelor) la începutul ridicării sarcinii pe partea vaselor pline ;

Σm_{pi}, Σm_{gi} — suma maselor reduse a părţilor în mişcare a instalaţiei de extracţie în partea ramurii ascendente (vase pline) şi descendente (vase goale) a cablului.

Pentru coeficientul de frecare dintre cablu şi roata de fricţiune $f = 0{,}3$ şi $\alpha = 180°$, prin împărţirea atît a numitorului, cît şi a numărătorului ecuaţiei (12) cu Q_u, se obţine :

$$a_1 \leqslant \frac{2{,}82 \dfrac{S_g}{Q_u} - 1{,}25 \dfrac{S_p}{Q_u}}{2{,}82 \dfrac{\Sigma m_{gi}}{Q_u} + 1{,}25 \dfrac{\Sigma m_{pi}}{Q_u}}. \tag{13}$$

Pentru un sistem de extracţie static echilibrat, tensiunea statică a cablului de partea vaselor goale poate fi exprimată astfel :

$$S_g = Q_{schip} + p\,(H - h_p) - 0{,}075\ Q_u, \tag{14}$$

în care :

Q_{schip} reprezintă greutatea moartă a schipului, kgf ;

p — greutatea liniară a cablului de extracţie şi cablului de echilibru, kgf/m ;

H — înălţimea de extracţie, m ;

h_p — distanţa de la clema superioară de fixare a cablului pînă la roata de fricţiune, $h_p = 50$ m ;

$0{,}075\ Q_u$ — rezistenţele din puţ la coborîrea vasului de extracţie gol.

Adîncimea teoretică a minei L_t, adică lungimea săgeţii cablului, la care cablul pentru un coeficient de siguranţă dat poate să se găsească numai sub sarcina greutăţii proprii este :

$$L_t = \frac{\sigma_r}{m \cdot \gamma_0}, \tag{15}$$

unde :

σ_r este rezistenţa specifică la rupere a sîrmelor cablului, kgf/mm^2 ;

m — coeficientul de siguranţă al cablului ;

γ_0 — greutatea specifică condiţionată a cablului, kgf/cm^3.

După normele folosite la exploatarea instalaţiilor de extracţie minieră multicablu, s-a luat $\sigma_r = 180$ kgf/mm^2, $m = 7$ şi $\gamma_0 = 0{,}0092$ kgf/cm^3.

Greutatea liniară a cablului va fi :

$$p = \frac{Q_t}{L_t - H - 50}. \tag{16}$$

Împărţind ecuaţia (14) cu Q_u şi făcînd înlocuirile corespunzătoare se obţine :

$$\frac{S_g}{Q_u} = \frac{Q_{schip} + p\,(H + h_p) - 0{,}075\ Q_u}{Q_u} = \beta_{schip} + \\ + \frac{H + 50}{Q_u}\,p - 0{,}075 = \beta_{schip} + \frac{H + 50}{Q_u} \cdot \\ \cdot \frac{Q_t}{L_t - H - 50} - 0{,}075, \tag{17}$$

în care :

Q_t este valoarea sarcinii totale suspendate

$$Q_t = \beta_g \cdot Q_u ; \tag{18}$$

β_g — coeficientul care arată de cîte ori sarcina totală Q_t este mai mare decît sarcina utilă Q_u.

La extracţia cu schip :

$$\beta_g = 1 + \beta_{schip}, \tag{19}$$

unde β_{schip} reprezintă coeficientul care stabileşte raportul dintre greutatea proprie a schipului Q_{schip} şi sarcina utilă Q_u.

Dacă în ecuaţia (17), în locul sarcinii totale Q_t se substituie mărimea ei din ecuaţia (18)şi în locul lui L_t, valoarea numerică a acestuia din ecuaţia (15), se obţine :

$$\frac{S_g}{Q_u} = \frac{2\,800\ \beta_{schip} - 156 + 1{,}075\ H}{2\,750 - H}. \tag{20}$$

Pentru acelaşi sistem de extracţie tensiunea statică a cablului pe partea ramurii ascendente (vase pline) va fi :

$$S_p = Q_u + Q_{schip} + p\,(H + h_p) + 0{,}075\ Q_u. \tag{21}$$

Exprimînd prin analogie cu ecuaţia (14), ecuaţia (21) în funcţie de înălţimea de extracţie şi coeficientul β_{schip}, se obţine :

$$\frac{S_p}{Q_u} = \frac{3\,006 + 2\,800\ \beta_{schip} - 0{,}075\ H}{2\,750 - H}. \tag{22}$$

Se consideră că instalaţia de extracţie are moletă de ghidare care se găseşte, în acest caz, pentru momentul analizat, în partea ramurii descendente (vase goale).

În acest caz:

$$\frac{\Sigma m_{gi}}{Q_u} = \frac{\beta_{schip} + \frac{(H + 50)(1 + \beta_{schip})}{2\,750 - H}}{g} + \frac{G_{mol\,ghid}}{g \cdot Q_u}. \tag{23}$$

Dacă se ia greutatea moletei de ghidare egală cu $G_{mol.\,ghid} = 100\, D^2_{mol.\,ghid}$ şi se exprimă $D_{mol.\,ghid}$ prin diametrul cablului $\frac{D}{d_c} \doteq 100$, se obţine:

$$G_{mol\,ghid} = 100\; D^2_{mol\,ghid} = \frac{100 \times 100^2 \times d_c^2}{1\,000^2} =$$

$$= \frac{100 \times 100^2 \times 12.05^2 \frac{Q_u}{2\,750 - H}}{1\,000^2} = 145 \frac{Q}{2\,750 - H}, \tag{24}$$

în care:

$$d_c = b_\alpha \frac{Q_u}{L_t - H};$$

b_α — pentru extracţia cu schip — este 24, l.

Substituind în ecuaţia (23) valoarea greutăţii moletei, rezultă:

$$\frac{\Sigma\, m_{gi}}{Q_u} = \frac{\beta_{schip} + \frac{(H - 50)(1 + \beta_{schip})}{2\,750 - H}}{9{,}81} + 145 \frac{\frac{Q_u}{2\,750 - H}}{9{,}81\; Q_u}$$

şi după unele transformări matematice simple:

$$\frac{\Sigma m_{gi}}{Q_u} = \frac{285\, \beta_{schip} + 0{,}102\, H + 19{,}9}{2\,750 - H}. \tag{25}$$

Prin analogie, pentru Σm_{pi} se poate scrie:

$$\frac{\Sigma m_{pi}}{Q_u} = 1 + \beta_{schip} + \frac{\frac{(H + 50)(1 + \beta_{schip})}{2\,750 - H}}{g} =$$

$$= \frac{285 + 285\, \beta_{schip}}{2\,750 - H}. \tag{26}$$

Substituind ecuaţiile (20), (22) şi (26) în ecuaţia (13), după unele transformări se obţine ecuaţia pentru determinarea acceleraţiilor limită admisibile din punctul de vedere al nealunecării cablului la pornire, în funcţie de înălţimea de extracţie H, şi de coeficientul $\beta_{schip} = \frac{Q_{schip}}{Q_u}$, pentru un coeficient de frecare dintre cablu şi roata de fricţiune $f = 0{,}3$ şi $\alpha = 3{,}14$ (180°):

$$a_1 \leqslant \frac{4\,396\, \beta_{schip} + 3{,}12\, H - 4\,192}{1\,160\, \beta_{schip} + 412 + 0{,}288\, H},\ \text{m/s}^2. \tag{27}$$

Datele rezultate din calculul acceleraţiilor limită admisibile după ecuaţia (27), pentru diferiţi coeficienţi β_{schip}, sînt prezentate în tabela 1 ($\sigma_a = 1{,}25$; $e^{f\alpha} - 1 = 1{,}57$).

Tabela 1

H, m	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500
μ_g	0,58	0,61	0,64	0,67	0,70	0,73	0,76	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1
$\beta_s = 1{,}25$ a_1, m/s^2	0,85	1,00	1,15	1,29	1,42	1,55	1,69	1,82	1,95	2,06	2,17	2,28	2,40	2,50	2,60
$\beta_s = 1$ a_1, m/s^2	0,32	0,51	0,69	0,86	1,02	1,19	1,34	1,50	1,64	1,78	1,92	2,05	2,18	2,32	2,42
$\beta_s = 0{,}75$ a_1, m/s^2	—	—	—	0,25	0,47	0,69	0,89	1,09	1,28	1,46	1,64	1,8	1,97	2,12	2,28
$\beta_s = 0{,}5$ a_1, m/s^2	—	—	—	—	—	—	0,16	0,41	0,64	0,88	1,1	1,31	1,51	1,7	1,89

Conform datelor din tabela 1, pentru $f = 0{,}3$; $\beta_{schip} \geqslant 1$; $\alpha = 180°$, folosirea instalaţiilor de extracţie multicablu cu două schipuri este posibilă la orice adîncime de extracţie.

Pentru vasele de extracţie schip uşurate la care $\beta_{schip} < 1$, instalaţiile de extracţie cu două schipuri pot fi folosite numai de la anumite adîncimi de extracţie. Spre exemplu, pentru $\beta_{schip} = 0{,}75$, după cum se vede din tabela 1, numai începînd cu $H = 400$ m se obţine o acceleraţie maximă de pornire $a_1 = 0{,}25$ m/s^2. Desigur această valoare a acceleraţiei la pornire nu este raţională, deoarece vor rezulta perioade mari ale regimului de mişcare variată a vaselor de extracţie, un grad mare de neuniformitate λ a tahogramei $\left(\lambda = \frac{V_{max}}{V_{medie}}\right)$ şi un randament mic al instalaţiei de extracţie. De aceea, cînd $\beta_{schip} = 0{,}75$; $f = 0{,}3$ şi $\alpha = 180°$ se recomandă folosirea instalaţiilor de extracţie multicablu numai de la adîncimi $H \geqslant 600$ m.

Este absolut evident că, pentru a putea utiliza instalaţii de extracţie multicablu cu roţi de fricţiune la adîncimi mici de extracţie, pentru $f = 0,3$, $\alpha = 180°$ şi $\beta_{schip} < 1$, este necesară îngreuierea schipurilor pentru a se asigura valori raţionale ale acceleraţiilor de pornire.

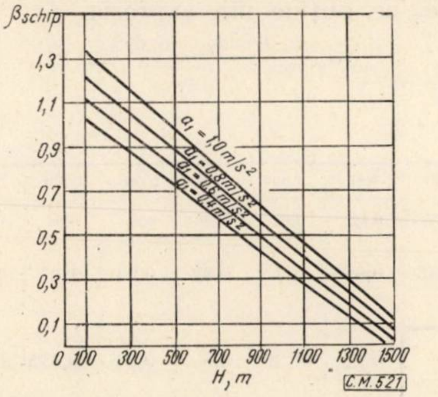


Fig. 3

În figura 2 sînt reprezentate graficele $\beta_{schip} = f(a_1, H)$ pentru instalaţiile de extracţie cu roţi de fricţiune multicablu în următoarele condiţii de calcul : $f = 0,3$ şi $\alpha = 180° = 3,14$.

În prezent, pentru instalaţiile de extracţie importate din U.R.S.S., materialul de fricţiune folosit asigură un coeficient de frecare de $f \cong 0,25$.

În acest caz, pentru $f = 0,25$ şi $\alpha = 180°$, $e^{f\alpha} - 1 = 1,19$, acceleraţia limită admisibilă va fi :

$$a_1 \leqslant \frac{271\,H + 3\,332\,\beta_{schip} - 4\,137}{1\,015\,\beta_{sship} + 405 + 0,25\,H},\ \mathrm{m/s^2}. \quad (28)$$

În tabela 2 ($\sigma_{alunec.\,din} = 1,25$; $f = 0,25$; $\alpha = 180°$; $e^{f\alpha} - 1 = 1,193$) sînt sintetizate rezultatele calculelor acceleraţiilor limită admisibile după ecuaţia (28) pentru diferiţi coeficienţi β_{schip}. Se observă că la un coeficient $\beta_{schip} = \frac{Q_{schip}}{Q_u} = 1,25$, instalaţiile de extracţie multicablu cu două schipuri pot fi folosite de la adîncimea de extracţie $H \geqslant 400$ m ; pentru $\beta_{schip} = 1$, deci în situaţia normală de exploatare, domeniul raţional de utilizare a instalaţiilor de extracţie multicablu cu două schipuri la coeficientul $f = 0,25$ este de la adîncimea de extracţie $H \geqslant 700$ m, bineînţeles în situaţia alegerii raţionale a acceleraţiei de pornire a_1.

Pentru schipurile mai uşoare, adică în cazul cînd $\beta_{schip} < 1$, la $f = 0,25$ şi $\beta_{schip} = 0,75$, valoarea raţională a acceleraţiei de pornire va fi numai de la adîncimea minei $H \geqslant 1000$ m, iar pentru $f = 0,25$ şi $\beta_{schip} = 0,5$ de la adîncimea $H \geqslant 1\,200$ m.

În figura 3 sînt date diagramele $\beta_{schip} = f(a_1, H)$ pentru instalaţiile de extracţie cu multicablu şi două schipuri, la un coeficient de frecare $f = 0,25$ şi $\alpha = 180°$.

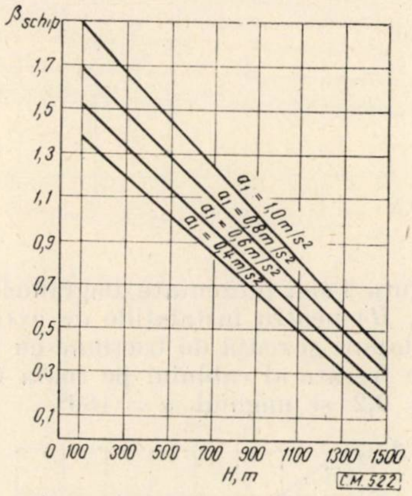


Fig. 3

Pentru coeficientul de frecare $f = 0,2$; $\alpha = 180° = 3,14$, acceleraţia limită admisibilă va fi :

$$a_1 \leqslant \frac{2,32\,H + 2\,436\,\beta_{schip} - 4\,083}{980\,\beta_{schip} + 398 + 0,216\,H},\ \mathrm{m/s^2}. \quad (29)$$

Tabela 2

H, m	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500
μ_g	0,58	0,61	0,64	0,67	0,70	0,73	0,76	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0
$\beta_{sc\,ip} = 1,25$ a_1, m/s²	0,172	0,322	0,47	0,61	0,75	0,89	1,02	1,14	1,27	1,4	1,15	1,62	1,74	1,85	1,95
$\beta_{schip} = 1,0$ a_1, m/s²	—	—	—	0,18	0,35	0,51	0,67	0,83	0,97	1,12	1,25	1,39	1,52	1,65	1,78
$\beta_{schip} = 0,75$ a_1, m/s²	—	—	—	—	—	—	0,19	0,38	0,57	0,75	0,9	1,08	0,24	1,4	1,55
$\beta_{schip} = 0,5$ a_1, m/s²	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,22	0,42	0,635	0,84	1,03	1,22

Rezultatele calculelor acceleraţiilor limită admisibile după formula (29) pentru diferiţi coeficienţi β_{schip} sînt sintetizate în tabela 3.

Conform datelor din tabela 3 ($\sigma_{alu\,ec} = 1,25$; $f = 0,2$; $\alpha = 180°$; $e^{f\alpha} - 1 = 0,87$)

pentru $\beta_{schip} \geqslant 1$, instalaţia de extracţie cu două schipuri şi roată de fricţiune poate fi folosită dacă se iau valori raţionale ale acceleraţiilor de pornire a_1, de la adîncimea $H \geqslant 1\,000$ m; pentru schipurile mai uşoare la care $\beta_{schip} < 1$ de la adîncimea $H \geqslant 1\,400$ m.

Tabela 3

H, m	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500
μ_g	0,58	0,61	0,64	0,67	0,70	0,73	0,76	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0
$\beta_{schip} = 1{,}25$ a_1, m/s²	—	—	—	—	—	0,22	0,335	0,46	0,585	0,7	0,82	0,94	1,05	1,16	1,27
$\beta_{schip} = 1{,}0$ a_1, m/s²	—	—	—	—	—	—	—	—	0,22	0,36	0,5	0,64	0,775	0,9	1,09
$\beta_{schip} = 0{,}75$ a_1, m/s²	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,22	0,38	0,54	0,7	0,85
$\beta_{schip} = 0{,}5$ a_1, m/s²	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,13	0,32	0,51

În figura 4 sînt prezentate diagramele $\beta_{schip} = f\,(a_1, H)$ pentru instalaţiile de extracţie cu două schipuri şi roată de fricţiune cu un coeficient de frecare al cablului pe roata de fricţiune $f = 0{,}2$ şi unghiul $\alpha = 180°$.

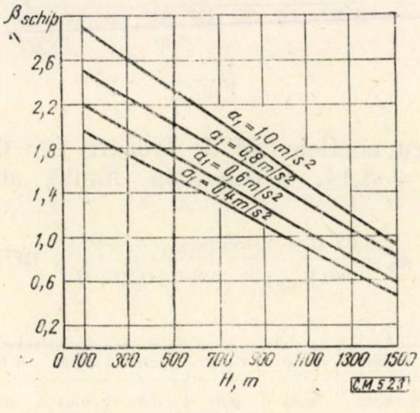


Fig. 4

Este evident că folosirea instalaţiilor de extracţie cu două schipuri, echipate cu roată de fricţiune, este limitată de valorile acceleraţiilor de pornire a_1, în special la coeficienţi de frecare mici $f = 0{,}25$; $f = 0{,}2$. Îngreuiarea schipurilor pentru obţinerea valorilor raţionale ale acceleraţiilor de pornire nu este raţională nici din punct de vedere tehnic şi nici economic, decît în cazuri cu totul excepţionale. De aceea, pentru extracţia masei miniere din subteran se recomandă în asemenea cazuri folosirea instalaţiilor de extracţie cu un singur schip şi contragreutate cu o capacitate de încărcare dublă sau folosirea a două instalaţii de extracţie cu schip şi contragreutate în acelaşi puţ, dacă condiţiile de aşezare în puţ permit aceasta.

La alegerea valorii încetinirii în perioada de oprire trebuie să se ia în considerare că la încetinirea în regim motor valoarea absolută maximă a_3 se obţine din expresia

$$a_3 \leqslant \frac{k + \delta_k - 0{,}35\,\rho_e}{\mu_g}, \tag{30}$$

aşa după cum puterea motorului este determinată de încălzire ($F_e = F_c$; $\rho_c = \rho_e$):

$$\delta_k = \frac{(H - 2h_p)}{Q_u}, \tag{31}$$

unde δ_k este caracteristica statică a sistemului de extracţie, care caracterizează influenţa neechilibrului cauzat de cablurile instalaţiei de extracţie.

Pentru sistemul de extracţie static echilibrat ($\Delta = q - p$), deoarece $q = p$, $\Delta = 0$.

În acest fel, valoarea încetinirii în perioada de oprire în regim motor se calculează cu expresia:

$$a_3 \leqslant \frac{k - 0{,}35\,\rho_e}{\mu_g}. \tag{32}$$

Se menţionează însă că încetinirea în regim motor se întîlneşte foarte rar. Folosind încetinirea cu frînare se obţine:

$$a_3 \leqslant \frac{k + \delta_k + n_f}{\mu_g}, \tag{33}$$

sau, pentru $\delta_k = 0$:

$$a_3 \leqslant \frac{k + n_f}{\mu_g}, \tag{34}$$

unde n_f este coeficientul care ţine seamă de regimul de încetinire cu frînare şi care se ia 20—30% din valoarea sarcinii utile Q_u.

Valoarea astfel obţinută a acceleraţiei a_3 trebuie verificată cu formula:

$$a_3 \leqslant (0{,}3 - 0{,}4)\,\frac{H_1}{T_1}. \tag{35}$$

La roțile de fricțiune cu multicablu, verificarea la a_3 pentru condiția de alunecare a cablului nu este necesară.

Se determină apoi binomul accelerațiilor după formula:

$$\varepsilon_a = \frac{\beta_1}{a_1} + \frac{\beta_3}{a_3}, \tag{36}$$

în care coeficienții β_1 și β_3, pentru tahograma aleasă, au fost luați egali: $\beta_1 = \beta_3 = 1$.

Constanta regimului cinematic se determină cu formula:

$$E_\lambda = \frac{T_1^2}{H_1\, \varepsilon_a}. \tag{37}$$

Se determină apoi, cu ajutorul constantei regimului cinematic, gradul de neuniformitate al tahogramei [2] care este raportul dintre viteza maximă a vaselor de extracție și viteza lor medie, în toate cazurile reale din practică $1 < \lambda \leqslant 2$.

Viteza maximă a mișcării vaselor de extracție se determină după formula:

$$V_{max} = \lambda \frac{H_1}{T_1} + V_p, \tag{38}$$

unde V_p este viteza la începutul și la sfîrșitul ciclului de extracție, care de obicei este aleasă $V_p = 1$ m/s.

Caracteristica ρ a regimului dinamic de lucru al mașinii de extracție, adică coeficientul care arată de cîte ori puterea instalată este mai mare decît puterea ideală, se determină după ecuația:

$$\rho = \frac{\rho_c \cdot \lambda}{\eta_r}, \tag{39}$$

unde:

η_r este randamentul reductorului ($\eta_r = 0,92$).

Randamentul instalației de extracție echipată cu motor asincron se calculează cu relația:

$$\eta = \frac{\eta_m \cdot \eta_r}{k \cdot \lambda}. \tag{40}$$

Puterea reală sau puterea constructivă (nominală) P_c a motorului (M.M. Feodorov) se determină cu formula:

$$P_c = \frac{F_c \cdot V_{max}}{102 \cdot \eta_r}, \tag{41}$$

unde:

$F_c = \rho_c \cdot Q_u$ reprezintă forța de calcul la periferia tobei, adică valoarea forței după care se calculează motorul, kgf.

Pentru instalațiile de extracție echipate cu schip și contragreutate a fost folosită de asemenea metoda de calcul propusă de prof. G.M. Elancik.

Greutatea contragreutății a fost luată egală cu:

$$Q_{contr.g} = Q_{schip} + \frac{Q_u}{2}. \tag{42}$$

Accelerațiile de pornire maxim admisibile de protecție contra alunecării cablului pe roata de fricțiune, calculate în funcție de adîncimea de extracție, H, au expresiile:

pentru $f = 0,3$; $\alpha = 180°$; $\beta_{schip} = 1$:

$$a_1 \leqslant \frac{4\,050 - 1,71\,H}{1\,982 + 0,14\,H}, \text{ m/s}^2; \tag{43}$$

pentru $f = 0,3$; $\alpha = 180°$; $\beta_{schip} = 0,75$:

$$a_1 \leqslant \frac{1\,350 + 2H}{1\,075 + 0,39\,H}; \tag{44}$$

pentru $f = 0,25$; $\alpha = 180°$; $\beta_{schip} = 1$:

$$a_1 \leqslant \frac{1\,430 + 1,9\,H}{1\,270 + 0,31\,H}; \tag{45}$$

pentru $f = 0,25$; $\alpha = 180°$; $\beta_{schip} = 0,75$:

$$a_1 \leqslant \frac{600 + 1,6\,H}{995 + 0,35\,H}. \tag{46}$$

Coeficientul de masivitate a fost determinat după formula [2]:

$$\mu_g = 1,1 + 0,6\ H \cdot 10^{-3}. \tag{47}$$

În cazul sistemului de extracție ales, accelerațiile la pornire au fost limitate de durata minimă a perioadei de accelerare a instalației și de capacitatea de suprasarcină a motorului.

Toate datele calculelor valorilor arătate au fost efectuate pentru adîncimi de extracție de la $H = 100$ m și pînă la $H = 1\,500$ m pentru durata optimă de extracție [1] $T = 4\sqrt{H}$. Rezultatele calculelor sînt trecute în tabela 4 (sisteme de extracție static echilibrate acționate cu motor asincron) și tabela 5 (instalații de extracție multicablu).

Compararea parametrilor energetici ai instalațiilor de extracție cu tobe și cu roți de fricțiune. Compararea parametrilor energetici V_{max}, ρ, η se face pentru extracția cu instalație cu tobe și două schipuri, pentru extracția cu instalație multicablu și două schipuri și pentru extracția cu instalație multicablu cu schip și contragreutate, instalațiile fiind static echilibrate, acționate de motoare asincrone.

În tabela 4 sînt date rezultatele calculelor parametrilor optimi V_{max}, ρ, η pentru extracția cu tobe și două schipuri, extracția cu instalații multicablu și două schipuri, la coeficienții de frecare dintre cablu și căptușeala roții de fricțiune $f = 0,25$ și $f = 0,3$, raportul dintre greutatea și sarcina utilă $\beta_{schip} = \frac{Q_{schip}}{Q_u} = 1$ și extracția cu instalații multicablu cu schip și contragreutate.

Tabela

H_1,	$T = 4\sqrt{H}$,	Extracția cu instalație multicablu, schip și contragreutate			Extracția cu instalație cu tobe și două schipuri			Extracția cu instalația multicablu cu două schipuri					
								$f = 0{,}25$; $\beta_{schip} = 1$			$f = 0{,}3$; $\beta_{schip} = 1$		
m	s	V_{max}, m/s	ρ	η	V_{max}, m/s	ρ	η	V_{max}, m/s	ρ	η	V_{max}, m/s	ρ	η
100	40	3,1	1,53	0,6	4	1,97	0,53	—	—	—	3,9	1,64	0,53
200	56,5	4,4	1,54	0,56	4,7	1,74	0,56	—	—	—	4,6	1,51	0,57
300	69	5,1	1,55	0,55	5,7	1,66	0,59	—	—	—	5,4	1,50	0,6
400	80	6,0	1,555	0,54	6,1	1,63	0,6	—	—	—	6,0	1,48	0,61
500	89,5	6,7	1,57	0,55	6,9	1,59	0,62	7,2	1,63	0,59	6,7	1,46	0,62
600	98	7,4	1,58	0,55	7,2	1,58	0,625	7,4	1,56	0,62	7,0	1,46	0,64
700	106	8,0	1,62	0,545	7,8	1,58	0,625	8,0	1,52	0,63	7.6	1,46	0,64
800	111,3	8,8	1,64	0,535	8,5	1,59	0,625	8,5	1,50	0,64	8,4	1,47	0,64
900	120	9,0	1,65	0,53	9,0	1,58	1,63	8,7	1,47	0,655	8,8	1,48	0,64
1 000	126,5	9,7	1,67	0,52	9,4	1,59	0,63	9,2	1,45	0,66	9,3	1,50	0,65
1 100	133	10,3	1,68	0,52	—	—	—	9,6	1,50	0,65	9,6	1,50	0,65
1 200	139	10,7	1,69	0,515	—	—	—	10,0	1,51	0,65	9,9	1,51	0,65
1 300	144	11,0	1,70	0,51	—	—	—	10,3	1,52	0,65	10,3	1,52	0,65
1 400	150	11,7	1,72	0,5	—	—	—	10,8	1,525	0,65	10,8	1,525	0,65
1 500	155	12,3	1,74	0,48	—	—	—	11,3	1,53	0,655	11,3	1,53	0,65

În tabela 5 sînt sintetizate rezultatele calculelor parametrilor optimi V_{max}, ρ, η pentru instalațiile de extracție multicablu cu două schipuri pentru $f = 0{,}25$; $f = 0{,}3$; $\beta_{schip} = 1$ și $\beta_{schip} = 0{,}75$ și instalațiile de extracție multicablu cu schip și contragreutate.

Tabela 5

H_1,	$T=4\sqrt{H}$,	Extracție cu două schipuri												Extracție cu schip și contragreutate		
		$f = 0{,}25$						$f = 0{,}3$								
		$\beta_{schip} = 1$			$\beta = 0{,}75$			$\beta_{scip} = 1$			$\beta_{ship} = 0{,}75$					
m	s	V_{max}, m/s	ρ	η	V_{max}, m/s	ρ	η	V_{max}, m/s	ρ	η	V_{max}, m/s	ρ	η	V_{max}, m/s	ρ	η
100	40	—	—	—	—	—	—	3,9	1,64	0,53	—	—	—	3,1	1,53	0,6
200	56,5	—	—	—	—	—	—	4,6	1,51	0,57	—	—	—	4,4	1,54	0,56
300	69	—	—	—	—	—	—	5,4	1,50	0,6	—	—	—	5,1	1,55	0,55
400	80	—	—	—	—	—	—	6,0	1,48	0,615	6,8	1,68	0,56	6,0	1,555	0,54
500	89,5	7,2	1,63	0,59	—	—	—	6,7	1,46	0,625	6,9	1,57	0,60	6,7	1,57	0,55
600	98	7,4	1,56	0,62	—	—	—	7,0	1,46	0,64	7,3	1,51	0,63	7,4	1,58	0,55
700	106	8,0	1,52	0,63	—	—	—	7,6	1,46	0,645	7,6	1,48	0,64	8,0	1,62	0,54
800	111,3	8,5	1,50	0,64	8,8	1,61	0,61	8,4	1,47	0,645	8,4	1,67	0,645	8,8	1,64	0,53
900	120	8,7	1,47	0,655	9	1,56	0,625	8,8	1,48	0,645	8,8	1,48	0,645	9,0	1,65	0,53
1 000	126,5	9,2	1,45	0,66	9,7	1,54	0,635	9,3	1,50	0,65	9,3	1,50	0,65	9,7	1,67	0,52
1 100	133	9,6	1,50	0,65	9,7	1,50	0,65	9,6	1,50	0,65	9,6	1,50	0,65	10,3	1,68	0,52
1 200	139	10,0	1,51	0,65	10,0	1,51	0,65	9,9	1,51	0,65	9,9	1,51	0,65	10,7	1,69	0,51
1 300	144	10,3	1,52	0,65	10,3	1,52	0,65	10,3	1,52	0,65	10,3	1,52	0,65	11,0	1,70	0,51
1 400	150	10,8	1,525	0,65	10,8	1,525	0,65	10,8	1,585	0,65	10,8	1,525	0,65	11,7	1,72	0,52
1 500	155	11,3	1,53	0,655	11,3	1,53	0,655	11,3	1,53	0,655	11,3	1,53	0,655	12,3	1,74	0,48

Pe baza datelor din tabele 4 și 5 s-au construit graficele $V_{max} = f(H)$; $\rho = f(H)$; $\eta = f(H)$ pentru condițiile de exploatare date. În figura 5 se prezintă comparativ vitezele optime de mișcare a vaselor de extracție pentru diferite sisteme de extracție : instalații de extracție cu tobe și două schipuri (curba *a*) și instalații multicablu dotate tot cu două vase schip (curbele *b* și *c*).

Au fost luate în considerare următoarele condiții de calcul :

— ambele tipuri de instalații sînt static echilibrate ;

— la analiză, drept coeficient de calcul pentru instalațiile multicablu, a fost luat coeficientul de frecare dintre cablu și căptușeala roții de fricțiune $f = 0{,}25$;

— raportul dintre greutatea schipului și greutatea utilă de extras a fost luat $\beta_{schip} = 1$ și $\beta_{schip} = 0{,}75$.

Comparația grafică a rezultatelor vitezelor optime de mișcare a vaselor de extracție permite să se tragă următoarele concluzii : dependența $V_{max} = f(H)$ la extracția cu instalații cu tobe și două schipuri este exprimată printr-o linie dreaptă ; la extracția cu multicablu și două schipuri dependența $V_{max} = f(H)$ pentru coeficientul de frecare $f = 0{,}25$ și raportul dintre greutatea schipului și greutatea utilă de extras $\beta_{schip} = 1$ are de asemenea o dependență rectilinie ; la un coeficient de frecare $f = 0{,}25$

și vase de extracție ușurate, dependența $V_{max} = f(H)$ are un aspect parabolic.

Din graficul arătat în figura 5 cel mai mare nteres îl prezintă dependența $V_{max} = f(H)$ de

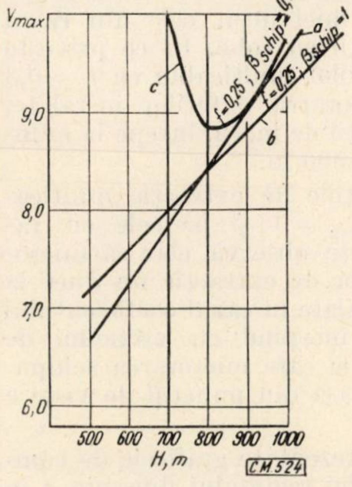


Fig. 5

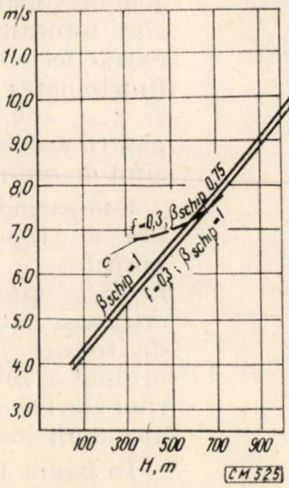


Fig. 6

la extracția cu multicablu și vase schip ușurate care, începînd de la adîncimea de 700 m și pînă la 800 m, are valoarea vitezelor maxime descrescîndă și care crește din nou, de la adîncimea $H \geqslant 850$ m. Aceasta se datorește faptului că determinarea valorilor accelerației la pornirea instalației de extracție multicablu este legată de verificarea lor după coeficientul de siguranță contra alunecării cablurilor pe roata de fricțiune. Aceste valori ale accelerațiilor la adîncimile de la 700 și pînă la 800 m depind numai de coeficientul de siguranță contra alunecării, care ca valoare este foarte mic, ceea ce este foarte dezavantajos din punctul de vedere al obținerii unei tahograme raționale și deci a unor indici energetici corespunzători. De aceea, nu este indicat a folosi schipuri ușurate la un coeficient teoretic de frecare $f = 0{,}25$ pînă la o adîncime de ordinul $H = 900$ m.

În figura 6 este prezentată analiza dependenței vitezelor de extracție pentru instalațiile de extracție cu tobe și două schipuri (curba *a*) și instalațiile multicablu și două schipuri (curbele *b* și *c*) cu coeficientul de frecare dintre cablu și căptușeala roții de fricțiune $f = 0{,}3$ și valorile raportului dintre greutatea schipului și greutatea utilă de ridicat $\beta_{schip} = 1$ și $\beta_{schip} = 0{,}75$.

Această analiză dă posibilitatea să se tragă concluzia că este oportună folosirea instalațiilor de extracție multicablu cu două schipuri din punctul de vedere al indicilor energetici la orice adîncime de extracție, cu excepția cazurilor cînd instalațiile multicablu sînt echipate cu schipuri ușurate pentru adîncimi de la 400 pînă la 600 m. Mărirea coeficientului de frecare are o influență favorabilă asupra indicilor energetici ai instalațiilor de extracție multicablu.

În figura 7 este prezentată compararea grafică a vitezelor optime de mișcare a vaselor de extracție în funcție de adîncimea de extracție *H* pentru instalațiile de extracție multicablu

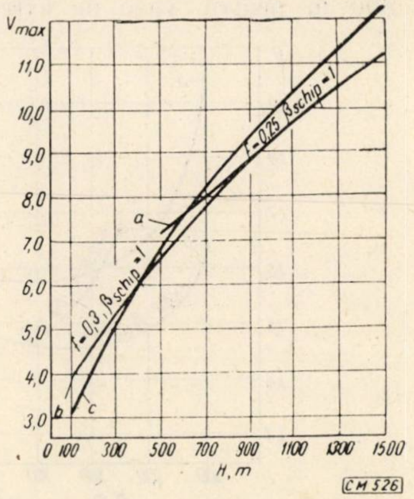


Fig. 7

cu două schipuri și $f = 0{,}25$ (curba *a*); $f = 0{,}3$ și $\beta_{schip} = \frac{Q_{schip}}{Q_u} = 1$ (curba *b*) și pentru instalațiile de extracție multicablu cu schip și contragreutate (curba *c*).

În figura 8 sînt prezentate comparativ graficele coeficienților regimului dinamic ρ, în funcție de adîncimea de extracție *H* pentru instalațiile de extracție cu tobe și două schipuri (curba *a*) cu unul sau mai multe cabluri, pentru $f = 0{,}25$ și $\beta_{schip} = 1$ (curba *b*) și pentru $\beta_{schip} = 0{,}75$ (curba *c*).

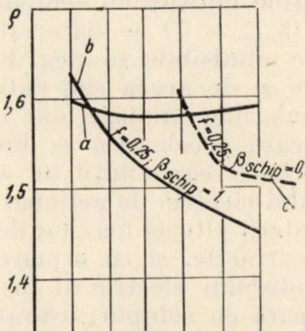


Fig. 8

Ca și în cazul precedent, analiza se face pentru diferiți coeficienți de frecare și la diferite rapoarte între greutățile vaselor de extracție și sarcina utilă de extras. Știind că caracteristica regimului dinamic ρ constituie raportul dintre puterea motorului instalată și puterea ideală necesară pentru ridicarea sarcinii, se dă preferință instalațiilor de extracție cu multicablu, începînd cu adîncimi de 550 m la aceleași greutăți ale vaselor de extracție și ale sarcinilor de ridicat și pentru adîncimi $H \geqslant 800$ m pentru vase de extracție ușurate.

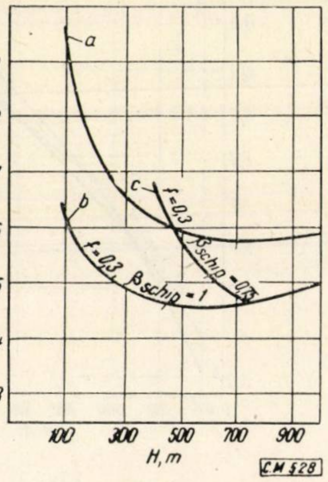


Fig. 9

Micșorarea coeficientului regimului dinamic deci și a puterilor instalate are loc la instalațiile de extracție multicablu (pentru $f = 0{,}25$; $\beta_{schip} = 1$), începînd cu adîncimea de 550 m din cauza reducerii maselor în mișcare în comparație cu instalațiile menționate.

Micșorarea puterilor instalate, adică oportunitatea utilizării sistemului de extracție cu tobe față de cel multicablu, pentru cazurile luate în considerare, apare evident pentru adîncimile mai mici de 500 m.

Creșterea coeficientului regimului dinamic ρ pentru instalațiile multicablu echipate cu schipuri ușurate ($\beta_{schip} < 1$) se datorește faptului că accelerațiile admisibile se aleg din condiția de nealunecare și de aceea sînt mai mici decît acelea ale instalațiilor analoge, dar cu $\beta_{schip} = 1$, pentru care accelerația se limitează de regulă de mărimea capacității de supraîncărcare a motorului electric de acționare. Aceasta este cauza creșterii vitezei maxime de deplasare a vaselor de extracție, și ca urmare a puterii instalate a motorului electric al instalației de extracție echipată cu schipuri ușurate ($\beta_{schip} < 1$) în comparație cu instalațiile la care $\beta_{schip} = 1$, pentru aceeași înălțime de extracție și sarcină de ridicat.

În figura 9 sînt reprezentate graficele de comparație a coeficienților regimului dinamic ρ în funcție de înălțimea de extracție H pentru instalațiile de extracție cu două schipuri (curba *a*) cu unul și mai multe cabluri și $f = 0{,}3$, $\beta_{schip} = 1$ (curba *b*) sau $\beta_{schip} = 0{,}75$ (curba *c*).

Creșterea coeficientului de frecare, din punctul de vedere al parametrilor energetici, după cum s-a arătat, se manifestă favorabil în funcționarea instalației de extracție multicablu.

În cazul cînd coeficientul de frecare $f = 0{,}3$ și $\beta_{schip} = 1$, puterile instalate sînt totdeauna mai mici decît la extracția cu tobe, întrucît accelerația este limitată numai de capacitatea de supraîncărcare a motorului electric, iar vitezele maximale de mișcare a vaselor de extracție sînt totdeauna mai mici decît cele din cazul extracției cu instalații cu tobe. În ce privește funcționarea instalațiilor multicablu cu $f = 0{,}3$ și $\beta_{schip} = 0{,}75$, micșorarea puterilor instalate, pentru aceleași condiții de lucru, începe la adîncimi de ordinul $H = 500$ m.

Comparînd instalațiile de extracție multicablu cu raportul $\beta_{schip} = 1$ și pe cele cu raportul $\beta_{schip} = 0{,}75$, se observă clar că micșorarea greutății vaselor de extracție nu duce la creșterea puterii instalate în cazul coeficientului de frecare $f = 0{,}3$, începînd cu adîncimi de ordinul a 700 m, de la care micșorarea schipurilor devine avantajoasă din punctul de vedere al puterii instalate.

În figura 10 sînt prezentate graficele de comparație a coeficientului regimului dinamic ρ în funcție de adîncimea de extracție H pentru instalații de extracție multicablu cu două schipuri și coeficienții de frecare $f = 0{,}25$ (curba *a*), $f = 0{,}3$ (curba *b*) și raportul $\beta_{schip} = \frac{Q_{schip}}{Q_u} = 1$ și pentru instalații de extracție multicablu cu un schip și contragreutate cu coeficient de frecare $f \geqslant 0{,}25$ și $\beta_{schip} \geqslant 0{,}75$ (curba *c*).

Anliza acestor grafice dă posibilitatea să se tragă concluzia că la coeficientul de frecare $f = 0{,}25$ și raportul dintre greutatea schipului și sarcina de ridicat $\beta_{schip} = 1$, este indicat a se folosi instalație de extracție cu schip și contragreutate pentru adîncimi de pînă la 500 m. Creșterea coeficientului de frecare pînă la $f = 0{,}3$ la un raport $\beta_{schip} = \frac{Q_{schip}}{Q_u} = 1$ dă posibilitatea folosirii instalațiilor multicablu și două schipuri cu valoare mai mică a coeficien-

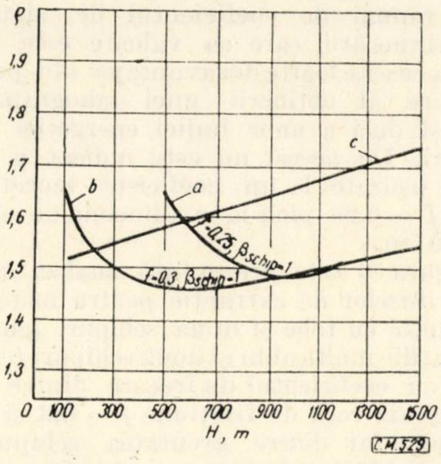


Fig. 10

ului regimului dinamic ρ, începînd cu adîncimi de ordinul a 200 m.

Creşterea coeficientului regimului dinamic ρ a instalaţiile de extracţie multicablu cu schip şi contragreutate se produce datorită măririi maselor în mişcare şi a vitezelor maxime de mişcare a vasului de extracţie.

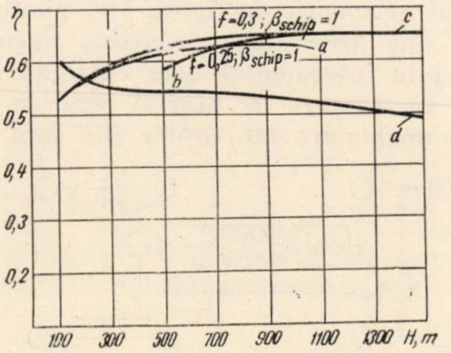


Fig- 11

În figura 11 sînt prezentate graficele randamentelor totale η în funcţie de adîncimea de extracţie H pentru instalaţiile de extracţie cu un cablu, tobe şi două schipuri (curba *a*), instalaţii de extracţie multicablu cu două schipuri (curba b — $f = 0,25$, $\beta_{schip} = 1$; curba c — $f = 3,0$ şi $\beta_{schip} = 1$) şi instalaţii multicablu cu schip şi contragreutate (curba *d*), toate acţionate de motoare electrice asincrone.

Această analiză dă posibilitatea să se tragă concluzia că, la un coeficient de frecare $f = 0,25$ şi $\beta_{schip} = \dfrac{Q_{schip}}{Q_u} = 1$, randamentul instalaţiei de extracţie multicablu cu două schipuri este mai mic decît la instalaţiile de extracţie cu tobe şi două schipuri, la adîncimea de extracţie de ordinul a 700 m. Aceasta se explică prin aceea că valoarea acceleraţiilor pînă la această adîncime este mică. Valorile mici ale acceleraţiei măresc valoarea raportului dintre viteza maximă şi viteza medie şi, după cum se vede din ecuaţia (41), micşorează randamentul total al instalaţiei de extracţie.

Creşterea coeficientului de frecare pînă la $f = 0,3$, atunci cînd raportul $\beta_{schip} = 1$, are o influenţă favorabilă asupra randamentului instalaţiei de extracţie, datorită faptului că acceleraţia — de regulă — este limitată numai de capacitatea de suprasarcină a motorului de acţionare, vitezele maxime de mişcare a vaselor de extracţie sînt mai mici decît mărimile respective de la extracţia cu tobe, iar puterile instalate sînt totodată mai mici decît la extracţia cu instalaţii cu tobe.

Creşterea valorii acceleraţiei micşorează valoarea raportului $\lambda = \dfrac{V_{max}}{V_{medie}}$ şi măreşte valoarea numerică a randamentului instalaţiei de extracţie.

Din figura 9 se vede că, din punctul unde $f = 0,25$ şi $\beta_{schip} = 1$, acceleraţiile începînd să fie limitate numai de capacitatea de suprasarcină (la adîncimi de ordinul a 900 m), curba randamentului instalaţiei se contopeşte şi continuă să aibă aceeaşi valoare ca şi în cazul coeficientului de frecare $f = 0,3$ şi $\beta_{schip} = 1$.

Creşterea vitezelor maxime de mişcare a vasului de extracţie măreşte valoarea raportului λ şi ca urmare duce la micşorarea randamentului instalaţiei de extracţie.

Concluzii. În cadrul lucrării s-a analizat problema calculului şi comparării parametrilor energetici ai instalaţiilor de extracţie miniere cu unul şi cu mai multe cabluri. Au fost calculaţi [1] în regim optim de funcţionare parametrii energetici pentru : instalaţii de extracţie cu tobe şi două schipuri ; instalaţii de extracţie cu roată de fricţiune multicablu cu două schipuri, în cazul coeficienţilor de frecare $f = 0,25$, $f = 0,3$ şi $\beta_{schip} = 1$ şi $\beta_{schip} = 0,75$; instalaţii de extracţie cu roată de fricţiune multicablu, schip şi contragreutate.

Analiza privind compararea indicilor energetici ai sistemelor de extracţie respective arată că folosirea instalaţiei de extracţie multicablu cu două vase $f = 0,25$ şi $\beta_{schip} = 1$, pentru adîncimi sub 500 m, nu este raţională, deoarece sînt necesare măsuri suplimentare privind alunecarea cablului pe roata de fricţiune, iar randamentul total este mai mic decît la instalaţiile de extracţie cu tobe şi un singur cablu de extracţie.

Creşterea coeficientului de frecare pînă la $f = 0,3$ ($\beta_{schip} = 1$) influenţează parametrii energetici ai instalaţiilor de extracţie multicablu, îmbunătăţind domeniul raţional de aplicare şi randamentul total al instalaţiei.

Mişcorarea greutăţii schipurilor la adîncimi mici de extracţie duce la înrăutăţirea parametrilor energetici ai instalaţiilor de extracţie multicablu cu două vase.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Elancik, G. M.* Sisteme echilibrate în extracţia minieră. Moscova. Ugletehizdat, 1953.

[2] *Tulin, V. S.* Electroprivod i avtomatika imnogokanatnîh rudmicinîh podiomnîh maşin. Uzd. Nedra, 1964.

[3] *Mereţ, N.* Domeniul raţional de utilizare a instalaţiilor de extracţie miniere pentru transportul de util cu tobe şi roţi de fricţiune (lucrare de doctorat). Moscova, 1963.

[4] *Mereţ, N.* Stabilirea indicilor optimi de funcţionare a maşinilor de extracţie cu roată de fricţiune cu unul sau mai multe cabluri pentru transportul cu schip. În : Revista Minelor, nr. 11, 1964.

[5] *Mereţ, N.* şi *Novac, St.* Utilizarea raţională a cablurilor din oţel în industrie. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

CZ 629.114.2

Studiu privind transmiterea cuplului motor la puntea din față a tractorului U—651, în vederea evitării circulației puterii parazite

Stelian NĂSTĂSOIU

În prezent, constructorii de tractoare acordă o mare atenție măririi calităților de tracțiune a tractoarelor pe roți. Una din căile larg utilizate este construcția de tractoare cu toate roțile motoare (cu două punți motoare).

Randamentul tractoarelor cu patru roți motoare (4 × 4) este mai mare decît randamentul tractoarelor cu două roți motoare (4 × 2) și, în anumite condiții, depășește chiar randamentul tractoarelor pe șenile. La tractoarele cu patru roți motoare, întreaga greutate a tractorului este aderentă. În acest caz, forța totală de tracțiune se repartizează pe cele patru roți motoare și în felul acesta intensitatea aderenței cu solul, în aceleași condiții, este mai mică, ceea ce este deosebit de important în cazurile în care tractorul lucrează pe soluri slabe sau afînate.

Productivitatea tractorului cu patru roți motoare este cu 15...35% mai mare, iar consumul de combustibil cu 10...20% mai redus decît la tractoarele de același tip cu două roți motoare.

Dacă se compară două tractoare, unul cu patru roți motoare, iar celălalt cu două, avînd aceleași forțe la cîrlig, se constată că cel cu patru roți motoare are o greutate cu 15...25% mai mică, deci și un consum de metal mai mic. Aceste tractoare pot înlocui în multe cazuri chiar tractoarele pe șenile.

Principalele particularități care determină tipul tractoarelor cu patru roți motoare și care influențează calitățile lor de tracțiune și de exploatare sînt:

— raportul dimensiunilor roților din față și din spate;

— mecanismele de distribuție a momentului de torsiune între punțile motoare;

— modul de realizare a virajului tractorului.

Dinamica de tracțiune a tractoarelor pe roți (4 × 4) depinde într-o mare măsură de modul de acționare al celor două punți motoare, deoarece construcția transmisiei influențează repartizarea forțelor tangențiale de tracțiune între roțile din față și cele din spate.

Legătura cinematică dintre cele două punți poate fi rigidă sau realizată prin intermediul unor mecanisme diferențiale. În primul caz, prezentat schematic în figura 1,*a*, puntea din față și din spate au o legătură cinematică rigidă, prin intermediul unei cutii de distribuție; ca urmare a acestei legături, între vitezele unghiulare ale roților din față și din spate există un raport bine determinat, care în timpul funcționării tractorului rămîne neschimbat. În figura 1, *b*, este prezentată schema unui tractor cu patru roți motoare, care sînt acționate prin intermediul unui diferențial interaxial. În acest caz, între vitezele unghiulare ale roților din față și din spate se pot stabili raporturi diferite în funcție de condițiile de funcționare.

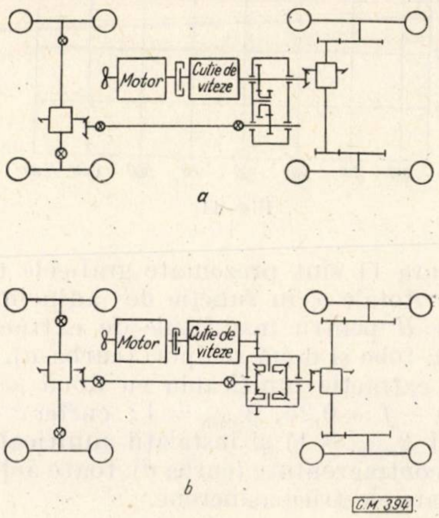


Fig. 1

Caracterul diferit al legăturii cinematice între cele două punți dă naștere unei distribuiri diferite a momentului motor între roțile motoare.

După cum se știe, la tractoarele U—651 (schema cinematică în fig. 7) există o legătură cinematică rigidă între cele două punți motoare (fără diferențial interaxial, cuplaj de mers liber sau alte mecanisme asemănătoare). La tractoarele cu o asemenea schemă cinematică aproape întotdeauna are loc o anumită neconcordanță cinematică între roțile din față și cele din spate. La deplasarea în linie dreaptă a tractorului, această neconcordanță constă în aceea că, pe de o parte, între vitezele periferice ale roților din față și ale celor din spate există, de obicei, o anumită diferență, iar, pe de altă parte, punțile motoare, fiind legate rigid între ele prin corpul tractorului, trebuie să se deplaseze cu viteze de translație egale. Asigurarea obținerii unor viteze periferice absolut egale este practic imposibilă, datorită faptului că valorile razelor roților din față și din spate se pot modifica într-un sens sau altul în funcție de diferiți factori, printre care pot fi enumerați următorii : variația sarcinilor radiale și tangențiale ale celor două punți ; nerespectarea presiunii aerului în pneuri, recomandată de uzina constructoare ; gradul de uzură diferit al pneurilor ; montarea pe tractor a unor pneuri de dimensiuni și toleranțe de execuție diferite (conform STAS 626–64, toleranța la diametrul exterior pentru pneurile 14,00–38 este de ± 16 mm, iar pentru pneurile 7,50–20, de ± 8 mm).

Luînd în considerare deformația radială și tangențială a pneurilor în funcție de sarcinile verticale și de forțele tangențiale de tracțiune, cum și uzura și toleranțele de fabricație ale pneurilor, razele dinamice ale roților din față și din spate se determină cu ajutorul următoarelor expresii :

$$r_{m_f} = r_{o_f} - \varepsilon_f y_f - \gamma_f F_{m_f} \pm 0{,}5\ T_f - 0{,}5 U_f\ ;$$

$$r_{m_s} = r_{0_s} - \varepsilon_s y_s - \gamma_s F_{m_s} \pm 0{,}5\ T_s - 0{,}5\ U_s,$$

în care :

r_{o_f}, r_{o_s} reprezintă razele libere ale roților din față și din spate ;
ε_f, ε_s — coeficienții deformațiilor radiale ale pneurilor ;
y_f, y_s — sarcinile verticale care acționează asupra roților ;
γ_f, γ_s — coeficienții deformațiilor tangențiale ale pneurilor ;
F_{m_f}, F_{m_s} — forțele motoare (forțele tangențiale de tracțiune) ;
T_f, T_s — toleranțele la diametrul exterior al pneurilor ;
U_f, U_s — uzura pe diametrul exterior al pneurilor.

Din aceste relații rezultă că realizarea și menținerea constantă a valorii razelor dinamice ale roților din față și din spate este practic imposibil de obținut și, prin urmare, realizarea unei concordanțe cinematice a roților din față și din spate, chiar la mers în linie dreaptă pe un sol cu relief uniform, constituie un caz cu totul particular.

În afară de factorii enumerați, neconcordanța cinematică mai apare și la mișcarea în viraj ; în cazul deplasării în direcție perpendiculară pe brazde sau pe teren accidentat ; în condițiile funcționării pe pante transversale etc.

Abateri importante de la concordanța cinematică apar, îndeosebi, la viraje (roțile din față parcurg la viraje un drum mai mare decît cele din spate). Aceasta rezultă din următoarea analiză teoretică, în care scop se folosește figura 2 și cîteva date constructive ale tractorului *U*–651 ($2a = 1110$ mm, $L = 2400$ mm, $R_{min} = 4{,}4$ m, $B = 1600$ mm).

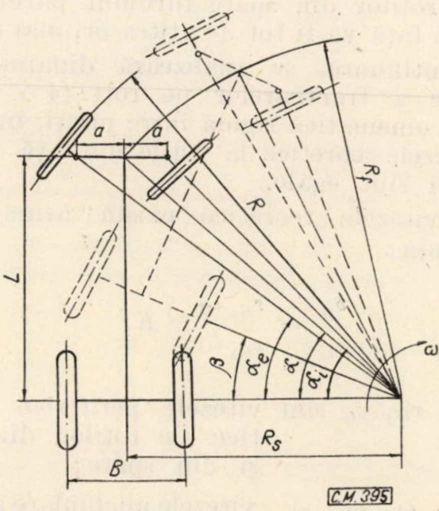


Fig. 2

Folosind figura 2 pot fi scrise succesiv următoarele relații :

$$R_s = \sqrt{R^2 - L^2} - 0{,}5\ B = \sqrt{4{,}4^2 - 2{,}4^2} - 0{,}5 \cdot 1{,}6 = 2{,}9\ \text{m}\ ;$$

$$tg\ \alpha_i = \frac{L}{R_s - a} = \frac{2{,}4}{2{,}9 - 0{,}555} = 1{,}023\ ;\ \alpha_i = \text{arc tg}\ 1{,}023 = 45\,°39'\ ;$$

$$\text{tg}\ \alpha_e = \frac{L}{R_s + a} = \frac{2{,}4}{2{,}9 + 0{,}555} = 0{,}6946\ ;\ \alpha_e = \text{arc tg}\ 0{,}6946 = 34\,°47'\ ;$$

unghiul mediu la viraj va fi deci :

$$\alpha = \frac{\alpha_i + \alpha_e}{2} = 40\,°13'.$$

Viteza centrului punții din față la viraj se determină cu relația :

$$v_f = R_f\ \omega_v$$

iar viteza centrului punții din spate cu relația :

$$v_s = R_s\ \omega_v.$$

Raportul celor două viteze va fi :

$$\frac{v_f}{v_s} = \frac{R_f}{R_s} = \frac{\dfrac{L}{\sin \alpha}}{L \operatorname{ctg} \alpha} = \frac{1}{\cos \alpha}.$$

În cazul virajului cu rază minimă, se obţine:

$$\frac{v_f}{v_s} = \frac{1}{\cos 40°13'} = 1{,}31.$$

Aşadar, în cazul virajului cu rază minimă a tractorului U–651 viteza periferică teoretică a roţilor din faţă este de 1,31 ori mai mare decît a roţilor din spate (drumul parcurs de roţile din faţă va fi tot de atîtea ori mai mare).

În continuare, se analizează dinamica de tracţiune a tractoarelor pe roţi (4 × 4) cu legătură cinematică rigidă între punţi, în cazul cînd vitezele teoretice la roţile din faţă şi din spate nu sînt egale.

Între vitezele teoretice există următoarea dependenţă:

$$\frac{v_{t_f}}{v_{t_s}} = \frac{r_{m_f}\,\omega_f}{r_{m_s}\,\omega_s} = K, \tag{1}$$

în care: v_{t_f}, v_{t_s} sînt vitezele periferice teoretice ale roţilor din faţă şi din spate;

ω_f, ω_s — vitezele unghiulare ale roţilor din faţă şi din spate.

Mărimea K se numeşte coeficient al neconcordanţei cinematice.

Ambele punţi fiind legate de corpul tractorului, vitezele periferice reale ale roţilor din faţă şi din spate trebuie să fie egale, adică:

$$v_{t_f}(1 - \delta_f) = v_{t_s}(1 - \delta_s),$$

unde: δ_f şi δ_s reprezintă patinarea roţilor din faţă şi din spate.

Ultima relaţie poate fi scrisă şi sub forma:

$$\frac{v_{t_f}}{v_{t_s}}(1 - \delta_f) = 1 - \delta_s,$$

sau

$$K(1 - \delta_f) = 1 - \delta_s. \tag{2}$$

În figura 3 este dată reprezentarea grafică a ecuaţiei (2) pentru diferite valori ale coeficientului K.

Se consideră, de exemplu, că datorită factorilor enumeraţi viteza periferică a roţilor din spate este mai mare decît a roţilor din faţă, adică $v_{t_f} < v_{t_s}$ şi deci $K < 1$. În acest caz, dacă roţile din spate se vor rostogoli fără patinare sau cu o patinare mai mică decît $\delta_s'(0 \leqslant \delta_s < \delta_s')$, patinarea roţilor din faţă va fi negativă. În aceste condiţii asupra roţilor din faţă va acţiona o forţă tangenţială de tracţiune negativă ($-F_{m_f}$), ceea ce înseamnă că puntea din faţă frînează deplasarea tractorului (fig. 4). Deci, puntea din faţă, în loc să împingă corpul tractorului, va trebui să fie împinsă de acesta. Prin urmare, în aceste condiţii puntea din spate va trebui să învingă cu forţa sa tangenţială nu numai rezistenţa la rulare, ci şi forţa tangenţială negativă a punţii din faţă. În organele transmisiei punţii din faţă apare un moment de torsiune negativ, care este transmis roţilor din spate prin intermediul transmisiei (legătura cinematică a celor două punţi permite acest lucru). În felul acesta, roţilor din spate li se transmite puterea pe două căi: de la motor, pe calea indicată în figura 4 cu linii continui, şi de la roţile din faţă pe drumul indicat în aceeaşi figură cu linii întrerupte. Pe arborele secundar al cutiei de viteză cele două fluxuri de putere se unesc şi se transmit roţilor motoare din spate, dînd naştere forţei motoare F_{m_s}.

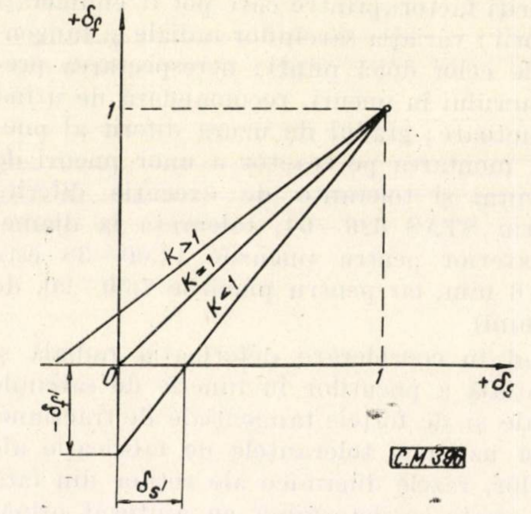


Fig. 3

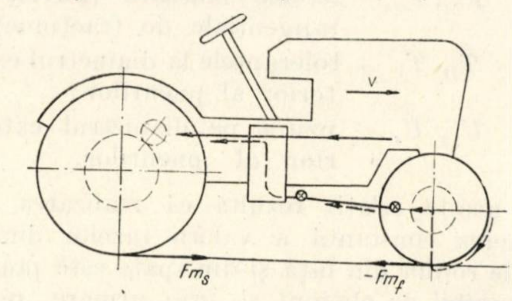


Fig. 4

În concordanţă cu cele relatate se poate scrie relaţia:

$$F_{m_s} r_{m_s} = M_e\, i_{tr}\, \eta_{tr} + F_{m_f} r_{m_f}\, i'\, \eta'_{tr} \approx M_e\, i_{tr}\, \eta_{tr} + F_{m_f} r_{m_s}\, \eta'_{tr}, \tag{3}$$

în care:

M_e este momentul efectiv la arborele cotit al motorului;

i_{tr}, η_{tr} — raportul de transmitere și, respectiv, randamentul transmisiei punții din spate;

$i' = \frac{\omega_f}{\omega_s} \approx \frac{r_{m_s}}{r_{m_f}}$ — raportul rapoartelor de transmitere ale transmisiilor din față și din spate;

η'_{tr} — randamentul mecanismelor transmisiei care leagă între ele cele două punți motoare ale tractorului.

Bilanțul de momente scris sub forma ecuației (3) poate fi transformat în bilanț de putere, înmulțind ecuația amintită cu viteza unghiulară ω_s a roților motoare din spate:

$$F_{m_s} r_{m_s} \omega_s = M_e \frac{\omega}{\omega_s} \eta_{ir} \omega_s + F_{m_f} r_{m_f} \frac{\omega_f}{\omega_s} \eta'_{tr} \omega_s$$

sau:

$$P_{m_s} = P_e \eta_{tr} + P_{m_f} \eta'_{tr}, \qquad (3')$$

în care:

ω este viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului;

P_{m_s} — puterea totală la roțile motoare din spate;

P_e — puterea efectivă a motorului;

P_{m_f} — puterea la roțile motoare din față.

Din analiza ecuației (3) și din figura 4 rezultă că o parte a forței tangențiale de tracțiune F_{m_s} se transmite prin corpul tractorului roților din față și învinge rezistența creată de forța $-F_{m_f}$. Puterea P_{m_f} care ia naștere la roțile din față (care alunecă), datorită reacțiunii $-F_{m_f}$, circulă într-un circuit închis: roțile din față — transmisie — roțile din spate — corpul tractorului — roțile din față. Această putere nu participă la învingerea forțelor exterioare; prin urmare, ea nu este o putere utilă, ci chiar dăunătoare, din care cauză se numește putere parazită.

Reluînd explicarea graficului din figura 3, este important de menționat că, prin mărirea forței de tracțiune a tractorului, patinarea roților din spate crește, atingînd la un moment dat valoarea δ'_s. În acest caz, roțile din față ajung în condiții ideale de rostogolire (roți neutre), adică ele nici nu trag și nici nu frînează. Dacă însă forța de tracțiune va crește în continuare, toate roțile vor avea o patinare pozitivă, ceea ce înseamnă că ambele punți sînt motoare.

Din graficul prezentat rezultă că toate roțile tractorului vor lucra cu patinări egale și prin urmare, calitățile lor de tracțiune vor fi folosite în același grad numai în condițiile unei concordanțe cinematice perfecte între roțile din față și cele din spate, adică dacă coeficientul $K = 1$. Dacă această concordanță nu există, în anumite cazuri va fi motoare o singură punte, iar cealaltă va fi condusă (împinsă). Cu cît neconcordanța cinematică va fi mai mare, cu atît mai des poate apărea situația ca din cele două punți motoare ale tractorului, practic, să fie motoare numai o punte. Totodată trebuie arătat că ambele punți pot fi efectiv motoare și în condițiile neconcordanței cinematice între roțile din față și cele din spate, însă în acest caz roțile celor două punți vor funcționa cu patinări diferite și, în felul acesta, calitățile lor de aderență vor fi folosite inegal. Această inegalitate va fi cu atît mai accentuată, cu cît neconcordanța cinematică va fi mai mare.

Folosirea inegală a calităților de aderență ale roților din față și din spate influențează negativ dinamica de tracțiune a tractorului.

O influență deosebit de negativă asupra calităților de tracțiune și economice ale tractorului o are circulația puterii parazite, datorită căreia crește uzura pneurilor, se micșorează randamentul transmisiei, apar suprasolicitări în transmisie care pot provoca chiar ruperea unor piese.

Trebuie totodată menționat că apariția fenomenului de circulație a puterii parazite este posibilă, îndeosebi, în cazul funcționării pe soluri tari și pe drumuri cu îmbrăcăminte tare. În cazul exploatării tractorului pe soluri moi și pe cele afînate posibilitatea apariției acestui fenomen este mai mică, deoarece în aceste condiții neconcordanța cinematică a roților din față și din spate este compensată total sau parțial de deformația orizontală a solului.

În continuare se face o scurtă prezentare a construcțiilor tipice folosite la tractoarele pe roți (4×4).

În figura 5,*a* este indicată schema transmisiei unui tractor cu patru roți motoare, la care cele două punți motoare sînt legate între ele printr-un diferențial interaxial asimetric *1*. În acest caz, roțile punții din față și din spate pot lucra cu patinare relativă între ele, evitîndu-se astfel solicitările suplimentare în transmisie și fenomenul de circulație a puterii parazite. În schimb, crește lungimea tractorului, construcția lui se complică și se mărește consumul de metal.

În figura 5,*b* este indicată varianta acționării punții din față prin folosirea unui reductor lateral (legătură cinematică rigidă între punți). Cuplarea și decuplarea punții din față se realizează de către tractorist cu roata deplasabilă

2. Reductorul lateral complică transmisia tractorului şi micşorează randamentul ei; de asemenea, lipsa unui sistem automat de cuplare a punţii din faţă îngreuiază comanda tractorului. În afară de aceasta, în cazul în care puntea din faţă este cuplată, poate apărea fenomenul de circulaţie a puterii parazite, deci nu sînt excluse solicitările suplimentare ale transmisiei.

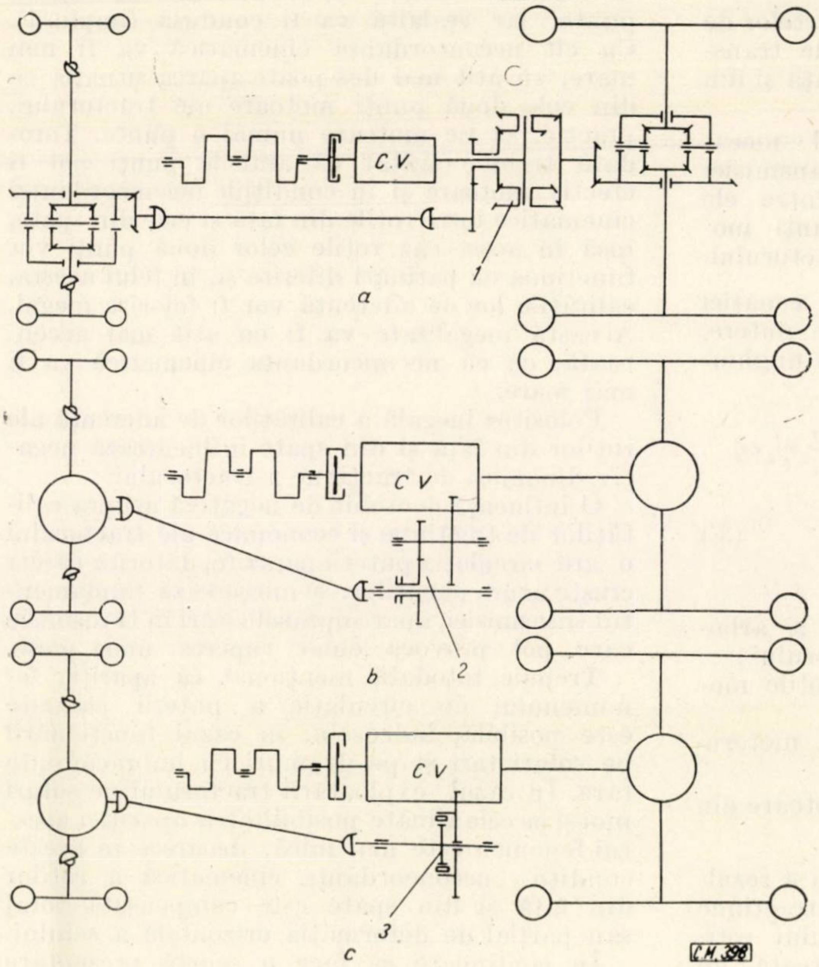


Fig. 5

Toate aceste neajunsuri limitează folosirea acestei soluţii.

În schema din figura 5,*c*, puntea din faţă este acţionată prin intermediul unui cuplaj unidirecţional (cuplaj de mers liber) *3*, care, în comparaţie cu diferenţialul interaxial, este mai simplu şi are o greutate mai mică. Cuplajul *3* cuplează şi decuplează automat puntea din faţă.

Schema unui asemenea cuplaj este dată în figura 6. Inelul *1* este element conducător, fiind legat cinematic cu puntea din spate a tractorului; discul *2* este element condus şi este legat cinematic cu puntea din faţă. Momentul se poate transmite într-un singur sens de la partea conducătoare la cea condusă prin rolele cilindrice *3*. Rapoartele de transmitere ale transmisiilor celor două punţi se stabilesc astfel încît $\omega_c > \omega_m$, ω_m fiind viteza unghiulară a elementului conducător (motor), iar ω_c viteza unghiulară a părţii conduse; de obicei, $\omega_c = (1{,}04\ldots1{,}06)\,\omega_m$. La sarcini mici, deoarece $\omega_c > \omega_m$ puntea din faţă este decuplată (este împinsă de corpul tractorului). În condiţii mai grele de funcţionare puntea din spate patinează, împingînd astfel puntea din faţă cu o viteză mai mică. În momentul în care $\omega_c = \omega_m$, cuplajul unidirecţional se blochează şi puntea din faţă se cuplează automat.

Avantajul acestei scheme constă în faptul că puntea din faţă se cuplează automat şi aceasta se realizează numai în condiţii grele de lucru, ceea ce influenţează pozitiv economicitatea tractorului. În afară de aceasta, posibilitatea transmiterii momentului de torsiune de la partea condusă la cea conducătoare fiind exclusă, înseamnă că este exclusă şi posibilitatea apariţiei fenomenului circulaţiei puterii parazite.

La tractoarele U-651 se foloseşte o construcţie asemănătoare cu cea din figura 5,*b*, cu excepţia că în reductorul lateral este introdus un cuplaj de fricţiune *1*, care are rolul de a limita valoarea maximă a cuplului transmis la puntea din faţă (fig. 7). Este important de menţionat că prin introducerea acestui cuplaj nu sînt înlăturate dezavantajele menţionate la prezentarea variantei din figura 5,*b*. În cazul actualei scheme cinematice, folosită la tractorul U-651, fenomenul circulaţiei puterii parazite nu este exclus, ci cel mult se limitează valoarea acestei puteri.

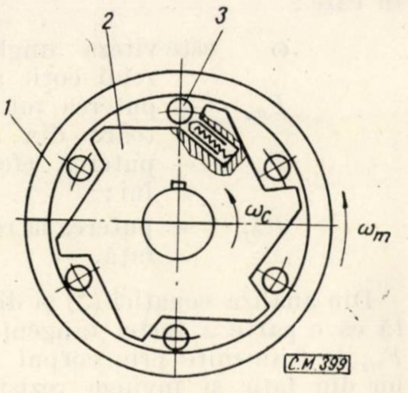


Fig. 6

Dacă se ia în considerare momentul la care este reglat ambreiajul de fricţiune (40 kgf m), valoarea maximă a puterii parazite este de 9,5 CP (la viteza $I = 2{,}58$ km/h). La vitezele mari de deplasare a tractorului această valoare poate însă creşte într-o măsură considerabilă, aceasta depinzînd de valoarea neconcordanţei cinematice şi de condiţiile de aderenţă (la limita de aderenţă la 10 km/h puterea parazită poate atinge valoarea 37 CP).

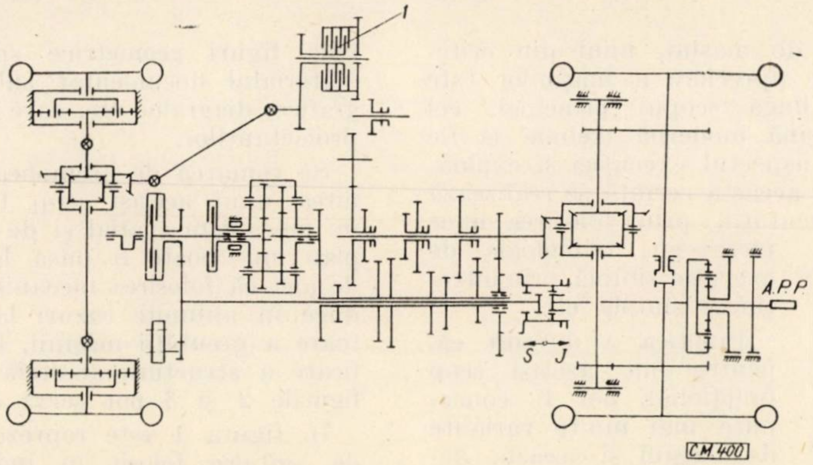


Fig. 7

Cea mai simplă soluţie, din punct de vedere constructiv şi tehnologic, de a înlătura posibilitatea apariţiei circulaţiei puterii parazite la tractorul U-651 este înlocuirea cuplajului de fricţiune din reductorul lateral cu un cuplaj unidirecţional. În acest scop s-a proiectat un asemenea cuplaj a cărui construcţie este indicată în figura 8.

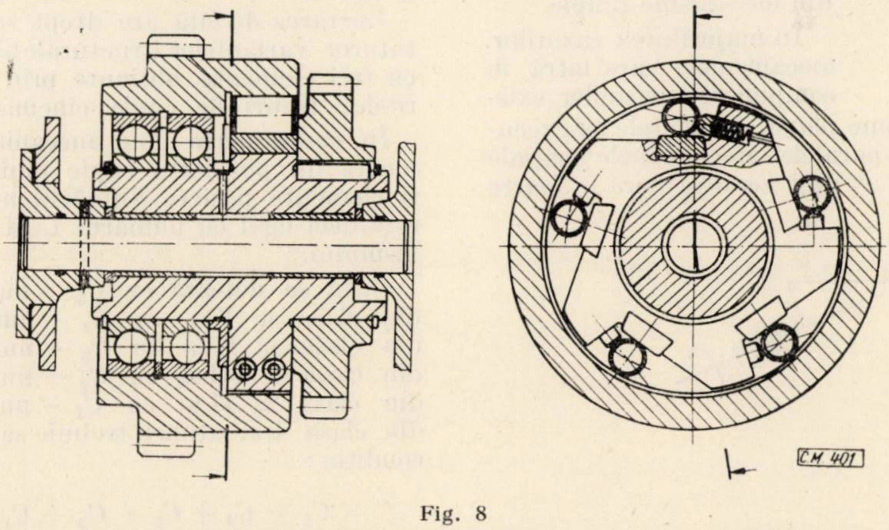


Fig. 8

Construcţia propusă este simplă şi are în total numai 13 repere din care 4 sînt standardizate (ambreiajul de fricţiune actual are 15 repere). Folosirea acestei construcţii nu necesită modificarea celorlalte repere ale reductorului lateral.

În concluzie, se enumeră cîteva dintre avantajele soluţiei propuse :

— se exclude complet posibilitatea apariţiei fenomenului circulaţiei puterii parazite, ceea ce atrage după sine evitarea uzurii premature a pneurilor şi a solicitărilor suplimentare în transmisia tractorului ;

— se îmbunătăţeşte randamentul şi economicitatea tractorului ;

— se asigură cuplarea automată a punţii din faţă, cînd sarcina depăşeşte o anumită limită ;

— soluţia propusă poate fi folosită şi la tractoarele aflate în parc prin înlocuirea cuplajului de fricţiune cu construcţia propusă şi prin înlocuirea reperului 31.55.312 (la proiectare s-a avut în vedere această posibilitate) ;

— la viraje puntea din faţă se decuplează automat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciudacov, D. A.* Osnovî teorii tractora i avtomobilia. Moscova, Izdatelistvo seliskohozaistvennoi literaturî, 1962.

[2] *Ciudacov, E. A.* Izbrannie trudî I. Moscova Izdatelistvo Academii Nauc S.S.S.R., 1961.

[3] *Grecenko, A.* Kolové a Pasové tractory, Praha Státni zemědělské nakladatelstvi, 1963.

[4] *Lewin, I. A.* Zur Frage Blindleistungsumlaufs im Triebwerk eines Kraftfahrzeugs mit Mehrachsantrieb. In : Kraftfahrzeugtechnik, nr. 7 şi nr. 8, 1956.

CZ 621-231.321.2

Mecanisme cu trei elemente în construcția mașinilor

Anghel RAICU

În construcția de mașini, unul din criteriile principale de apreciere a mașinilor este simplitatea. Pe lîngă scopul principal, cel funcțional, o mașină modernă trebuie să fie și economică sub aspectul execuției și exploatării acesteia. Ori, această cerință se realizează prin reducerea greutății, prin folosirea unor piese cu tehnologie de execuție simplă, prin întreținere simplă etc.

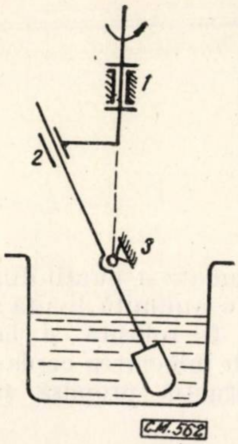


Fig. 1

Practica a dovedit că, pentru un același scop funcțional, pot fi concepute mai multe variante de mașini și aceasta depinde de inventivitatea proiectanților, neexistînd în acest sens reguli de proiectare precise și obligatorii. Dar, pentru a realiza o mașină simplă, proiectantul trebuie s-o conceapă din mecanisme simple.

În majoritatea cazurilor, mecanismele care intră în compunerea mașinilor existente sînt mecanisme plane, elementele lor executînd mișcări plan-paralele. Mecanismele spațiale sînt folosite mai rar, deși acestea oferă în foarte multe cazuri avantaje evidente. Această stare de fapt se datorește dificultăților mai mari întîmpinate la studiul mecanismelor spațiale în ceea ce privește reprezentarea în desen a unei figuri geometrice spațiale variabile și materialul documentar sub formă de tabele, grafice, diagrame etc. care să stea la îndemîna proiectanților.

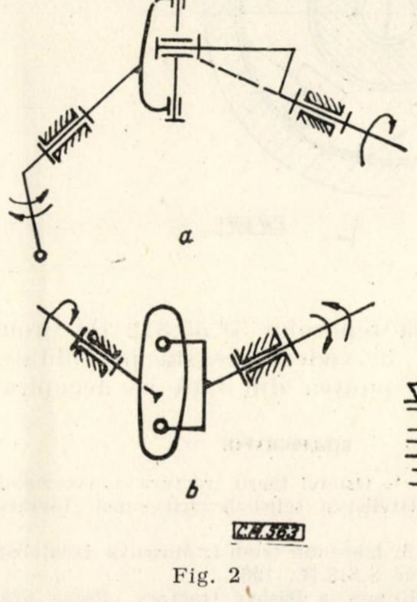


Fig. 2

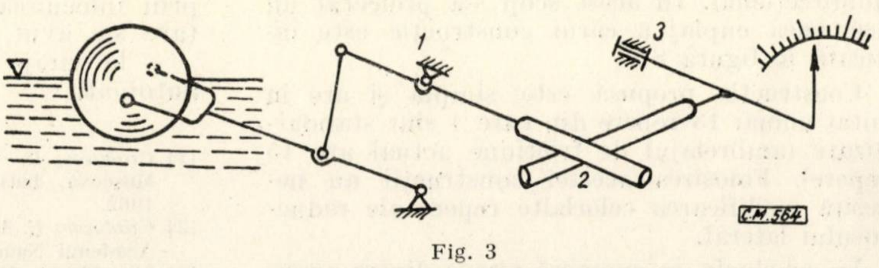


Fig. 3

Se remarcă de asemenea faptul că îndeplinirea unui același scop funcțional de către un mecanism spațial și de către un mecanism plan nu poate fi pusă la îndoială. Rezultă de aici că folosirea mecanismelor spațiale poate duce în anumite cazuri la o reducere simțitoare a greutății mașinii, la o vizibilă simplificare a structurii acesteia etc. În acest sens figurile 2 și 3 pot servi ca exemple.

În figura 1 este reprezentat un mecanism de agitație folosit în industria chimică; în figura 2,*a* este reprezentat un mecanism oscilant folosit la aparatul de tăiere de la unele mașini agricole; în figura 2,*b*, același tip de mecanism dar modificat constructiv și folosit la unele pompe cu pistonașe, iar în figura 3 (lanțul *1*, *2*, *3*) este dat un mecanism indicator de nivel.

Lucrarea de față are drept scop prezentarea tuturor variantelor structurale ale mecanismului cu trei elemente, obținute prin utilizarea diferitelor tipuri de cuple cinematice.

În compunerea unui mecanism cu trei elemente nu pot intra cuple multiple sau cuple și elemente pasive. Numărul n al elementelor este deci egal cu numărul C al cuplelor mecanismului.

Dacă se notează cu C_5 — numărul cuplelor din clasa a V-a, cu C_4 — numărul cuplelor din clasa a IV-a, cu C_3 — numărul cuplelor din clasa a III-a, cu C_2 — numărul cuplelor din clasa a II-a, cu C_1 — numărul cuplelor din clasa I-a, atunci trebuie să fie satisfăcută condiția:

$$C = C_5 + C_4 + C_3 + C_2 + C_1 = n = 3 \quad (1)$$

Variantele posibile de mecanisme cu trei elemente se obțin întocmind tabela structurală a acestora (tabela 1), care dă de fapt soluțiile în numere întregi ale relației (1). Tot în

Tabela 1

Nr. crt.	Numărul cuplelor din clasa C_i					Gradul de mobilitate al mecanismului din familia i									
	C_5	C_4	C_3	C_2	C_1	M_0	fig.	M_1	fig.	M_2	fig.	M_3	fig.	M_4	fig.
1	3	0	0	0	0	−3		−2		−1		0		1	17, 18
2	2	1	0	0	0	−2		−1		0		1	15, 16	—	
3	2	0	1	0	0	−1		0		1	13	—		—	
4	2	0	0	1	0	0		1	10	—		—		—	
5	2	0	0	0	1	1	4, 5, 6	—				—		—	
6	1	2	0	0	0	−1		0		1	14	2		—	
7	1	1	1	0	0	0		1	11	2		—		—	
8	1	1	0	1	0	1	7	2		—		—		—	
9	1	1	0	0	1	2		—		—		—		—	
10	1	0	2	0	0	1	8	2		3		—		—	
11	1	0	1	1	0	2		3		—		—		—	
12	1	0	1	0	1	3		—		—		—		—	
13	1	0	0	2	0	3		4		—		—		—	
14	1	0	0	1	1	4		—		—		—		—	
15	1	0	0	0	2	5		—		—		—		—	
16	0	3	0	0	0	0		1	12	2		3		—	
17	0	2	1	0	0	1	9	2		3		—		—	
18	0	2	0	1	0	2		3		—		—		—	
19	0	2	0	0	1	3		—		—		—		—	
20	0	1	2	0	0	2	19	3		4		—		—	
21	0	1	1	1	0	3		4		—		—		—	
22	0	1	1	0	1	4		—		—		—		—	
23	0	1	0	2	0	4		5		—		—		—	
24	0	1	0	1	1	5		—		—		—		—	
25	0	1	0	0	2	6		—		—		—		—	
26	0	0	3	0	0	3		4		5		—		—	
27	0	0	2	1	0	4		5		—		—		—	
28	0	0	2	0	1	5		—		—		—		—	
29	0	0	1	2	0	5		6		—		—		—	
30	0	0	1	1	1	6		—		—		—		—	
31	0	0	1	0	2	7		—		—		—		—	
32	0	0	0	3	0	6		7		—		—		—	
33	0	0	0	2	1	7		—		—		—		—	
34	0	0	0	1	2	8		—		—		—		—	
35	0	0	0	0	3	9		—		—		—		—	

această tabelă este trecut şi gradul de mobilitate pentru fiecare variantă posibilă, calculat cu relaţia cunoscută, corespunzător diferitelor familii de mecanisme:

$$M_f = (6 - f)(n - 1) - \sum_{i=f+1}^{5} (i - f) C_i . \quad (2)$$

Din analiza tabelei structurale rezultă că gradul de mobilitate variază între limite foarte largi ($M = 3 \div 9$). Practic interesează însă numai mecanismele cu $M = 1$ şi în anumite cazuri cele cu $M = 2$. Celelalte variante se caracterizează sau prin prea multe grade de mobilitate sau prin lipsa acestora (construcţii rigide) şi deci nu sînt folosite în practică ca mecanisme. Variantele cu gradul de mobilitate $M = 1$ merită atenţia proiectantului, iar din acestea se remarcă cele în structura cărora intră şi o cuplă de clasa a V-a, deoarece acţionarea este mai simplă. În figurile 4 — 19 sînt date tipuri constructive de mecanisme cu trei elemente întîlnite în practică sub diverse forme şi care vor fi folosite ca exemple în cele ce urmează.

Variantele structurale cu gradul de mobilitate $M = 1$ date de tabela structurală pun în dilemă pe proiectant asupra alegerii uneia din aceste variante. Fără îndoială însă că numai una dintre acestea este cea optimă, cea care răspunde cel mai bine anumitor condiţii impuse date.

În scopul evitării reprezentării grafice a variantelor se introduce o simbolizare literală. Astfel, se notează cu *C* — cupla de clasa a V-a, cu *P* — cupla de clasa a IV-a, cu *T* — cupla de clasa a III-a, cu *D* — cupla de clasa a II-a şi cu *U* — cupla de clasa I. Simbolul literal al unui mecanism este, cu aceste notaţii, succesiunea cuplelor în lanţul cinematic respectiv, începînd de la elementul conducător.

de poziţia 5, poziţia 8, poziţia 10 şi poziţia 17. Dacă se foloseşte simbolul literal şi se efectuează toate permutările între litere şi se reţin numai variantele care nu se repetă, atunci se obţin următoarele variante:

— poziţia 5 — *CCU*, *CUC*;
— poziţia 8 — *CPD*, *CDP*, *PCD*;
— poziţia 10 — *CTT*, *TCT*;
— poztia 17 — *PPT*, *PTP*.

Din aceasta reiese clar varianta structurală optimă pentru un anumit scop funcţional, dacă se apreciază varianta după posibilitatea practică de realizare a cuplelor. În general, cuplele de clasa a II-a (notate *D*) se realizează greu şi din acest motiv se evită practic şi deci şi variantele care conţin aceste cuple (cele date de poz. 8). Cuplele de clasa a III-a (notate *T*) se realizează practic sub formă de cuplă sferică (nucă), dar dacă se succed două cuple *T* în lanţul cinematic apare o mişcare parazită (fig. 8) şi mecanismul nu funcţionează. Deci şi variantele din poziţia 10 se evită. Variantele de la poziţia 17 se evită şi ele deoarece nu conţin nici o cuplă *C* care să permită acţionarea simplă. În sfîrşit, la poziţia 5 reiese clar că varianta structurală optimă este *CUC* deoarece legătura la bază se face prin cuple de clasa a V-a. Aceasta este şi varianta structurală întîlnită la multe mecanisme în construcţia de maşini. Ca exemplu poate fi dată figura 3. De asemenea, în figura 4 (*CUC*) este reprezentat un mecanism cu roţi dinţate spaţiale (cu dinţi bombaţi) utilizat pentru a transmite mişcarea de rotaţie dintre două axe de direcţie oarecare. Este un mecanism din familia 0. Elementele *1* şi *2* sînt legate de bază (batiu), prin două cuple de clasa a V-a notate cu 3 şi 4, iar între ele sînt legate printr-o cuplă de clasa I notată cu 5.

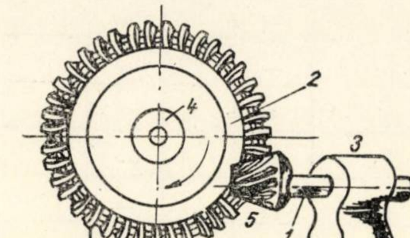


Fig. 4

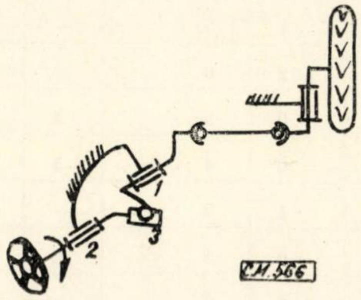


Fig. 5

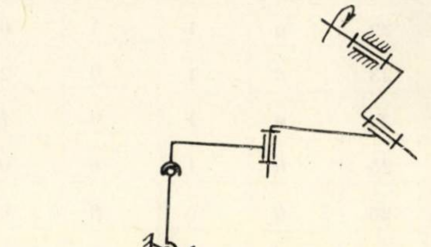


Fig. 6

Astfel, mecanismul din figura 1 are simbolul literal *CPT*, deoarece cupla din 1 este de clasa a V-a, cea din 2 este de clasa a IV-a şi cea din 3 este de clasa a III-a.

Din tabela structurală rezultă că variantele structurale din familia 0 cu $M = 1$ sînt date

Alte forme constructive ale acestei variante structurale sînt mecanismul de direcţie cu melc globoidal de la autovehicule (fig. 5 — *CUC*), mecanismul de antrenare a cuţitului de la combina de porumb (fig. 6 — *CUC*) etc.

Alte mecanisme din familia 0 (fig. 7 — *CPD*, fig. 8 — *CTT*, fig. 9 — *PPT*), deşi pot fi executate, nu se întîlnesc în practică din motivele arătate mai sus (în figura 8, *1* — element cu mişcare parazită).

Din familia I fac parte variantele:

— poziţia 4 — *CCD*, *CDC*;
— poziţia 7 — *CPT*, *CTP*, *PCT*;
— poziţia 16 — *PPP*.

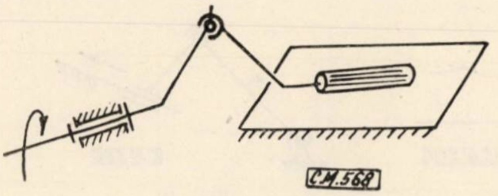


Fig. 7

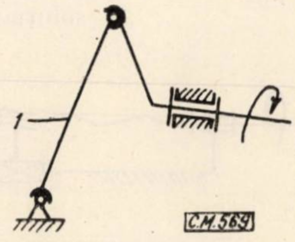


Fig. 8

Pe baza aceloraşi considerente enunţate la familia 0, rezultă că varianta optimă este *CDC*. Practic, această variantă se întîlneşte la presa cu fricţiune (fig. 10 — *CDC*). La mecanismul presei cu fricţiune condiţia ce trebuie îndeplinită pentru o bună funcţionare este ca axa cuplei din 1 să fie mereu perpendiculară pe axa cuplei din 2. Alte variante din această familie (figurile 11 — *CTP* şi 12 — *PPP*) nu se întîlnesc în practică sau se întîlnesc foarte rar.

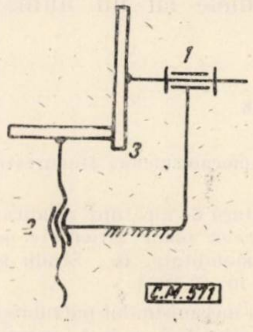


Fig. 10

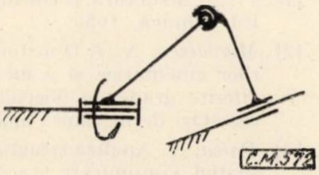


Fig. 11

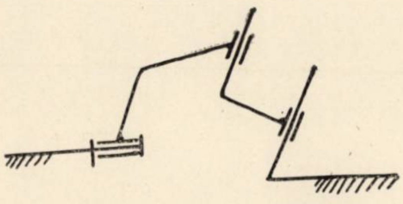


Fig. 14

Din familia II fac parte variantele:

— poziţia 3 — *CCT*, *CTC*;
— poziţia 6 — *CPP*, *PCP*.

Varianta optimă este *CTC*. In figurile 13— *CTC* şi 14 — *CPP* sînt reprezentate mecanismele din familia II. Mecanismul cu şurub şi pană pentru a putea funcţiona trebuie să aibă axa cuplei din 1 perpendiculară pe planul cuplei din 3 (cuplă plan pe plan de clasa a III-a).

Din familia III fac parte variantele:

— poziţia 2 — *CCP*, *CPC*.

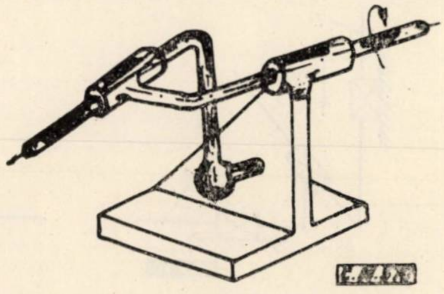


Fig. 9

Varianta optimă este *CPC*. Din această familie pot fi date ca exemplu mecanismele cu roţi de fricţiune (sau dinţate). Mecanismul cu roţi conice (fig. 15 — *CPC*) este un mecanism sferic şi pentru funcţionare este necesar ca axele conurilor de rostogolire să fie permanent concurente. În cazul mecanismelor cu roţi cilindrice (fig. 16 — *CPC*), axele acestora trebuie să fie paralele în tot timpul funcţionării. În construcţia de maşini aceste mecanisme sînt foarte răspîndite. Alte mecanisme din această familie sînt mecanismele plane cu camă.

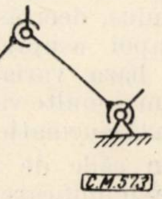


Fig. 12

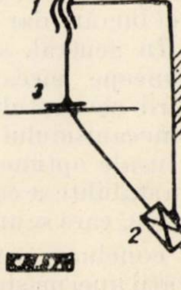


Fig. 13

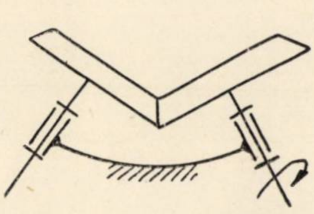


Fig. 15

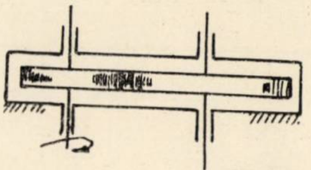


Fig. 16

În sfîrşit , din familia IV face parte o singură variantă:

— poziţia 1 — *CCC*.

În figurile 17 – *CCC* şi 18 – *CCC* sînt date cele două mecanisme tipice din familia IV : mecanismele plane cu pană şi mecanismele cu şurub. Mecanismele cu pană se folosesc în practică în general pentru reglarea poziţiei elementului condus sau pentru strîngeri. Prin deplasarea elementului 1 (fig. 17), elementul 2 este obligat să se deplaseze în lungul ghidajului. Toate cuplele sînt de clasa a V-a. Mecanismele cu şurub sînt foarte mult răspîndite. Ca exemplu pot fi date : mecanismul de avans longitudinal automat cu şurub, de la strungurile paralele, mecanismul presei cu şurub etc.

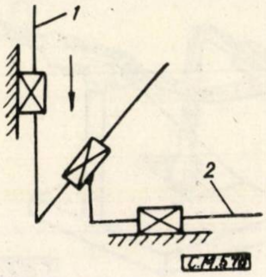


Fig. 17

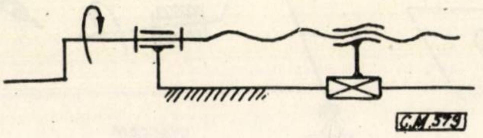


Fig. 18

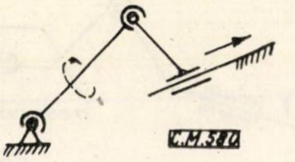


Fig. 19

Folosirea în practică a uneia din variantele analizate necesită în prealabil un studiu cinematic şi dinamic, ceea ce nu constituie obiectul acestei lucrări, dar pe care proiectantul îl poate face. În general, scopul funcţional pentru care se concepe mecanismul dă indicaţii asupra mişcării elementului condus, deci asupra familiei mecanismului şi apoi asupra variantei structurale optime. Pe baza variantei structurale stabilite se concep mai multe variante constructive, care se analizează cinematic şi dinamic.

În concluzie, una din căile de reducere a greutăţii unei maşini şi de simplificare a construcţiei respective constă în folosirea mecanismelor spaţiale care oferă avantaje evidente în anumite cazuri. În activitatea practică, proiectantul trebuie să înceapă cu analiza structurală a tuturor variantelor de mecanism care pot fi obţinute cu ajutorul tabelei structurale. După aceasta se caută varianta structurală optimă şi, pe baza acesteia, se concep variante constructive pentru care se fac calculele cinematice şi dinamice şi din analiza acestora se alege soluţia finală. O atenţie deosebită trebuie să se acorde de la început analizei structurale pentru a se evita mişcările parazite (fig. 8) care pot induce în eroare asupra gradului de mobilitate real (fig. 19 – *PTT*) utilizat în practică.

Ideile expuse în această lucrare pentru mecanismele cu trei elemente pot fi uşor generalizate şi pentru mecanismele cu un număr mai mare de elemente.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Structura şi cinematica mecanismelor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1959.

[2] *Manolescu, N. I.* O metodă unitară de alcătuire a lanţurilor cinematice şi a mecanismelor plane articulate de diferite grade de libertate şi mobilitate. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 6, 1964.

[3] *Raicu, A.* Analiza structurală a mecanismului patrulater spaţial. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a Inst. petrol, gaze şi geologie, 1967.

CZ 669.14.018.293 : 620.193

Influenţa structurii iniţiale şi a îmbătrînirii asupra coroziunii oţelurilor E şi 09G2

Corneliu CIUCĂ, Elena DRUGESCU, Valeriu GEORGESCU, şi Romeo POPESCU

Cunoaşterea legilor coroziunii oţelurilor folosite în construcţiile navale este necesară atît din punctul de vedere al proiectării, cît şi din cel al exploatării navei, deoarece în funcţie de susceptibilitatea la coroziune se pot alege corespunzător materialele, se poate stabili raţional tehnologia de prelucrare a oţelurilor şi modul de comportare în serviciu a navei.

Se ştie că procesele de coroziune depind de foarte mulţi factori, dintre care cel al stării structurale joacă un rol foarte important [1]. cunoaşterea acestor stări structurale este foarte importantă, deoarece în procesul tehnologic de fabricare a navei, oţelurile sînt supuse unor prelucrări foarte diferite, motiv pentru care se modifică atît proprietăţile mecanice, cît şi cele fizico-chimice, printre care şi susceptibilitatea la coroziune [1].

Datorită prelucrărilor la cald sau la rece, oţelul poate fi adus în diverse stări structurale, caracterizate printr-un anumit grad de instabilitate termodinamică, rezultînd tot atîtea moduri de comportare la coroziune. Astfel, în funcţie de modul de prelucrare al oţelului, în material pot apărea structuri Widmannstätten, de normalizare sau recristalizare incompletă, iar în cazul răcirii rapide, în oţel mai pot avea loc transformări de tip bainitic sau chiar martensitic [2], [3]. Dintre prelucările la rece foarte des se întîlnesc operaţiile de îndoire, datorită cărora materialul suferă un proces de ecruisare.

Deoarece rezistenţa la coroziune este funcţie de starea energetică a sistemului, iar aceasta poate fi modificată prin tratament termic, în lucrare s-a pus un accent deosebit pe tratamentul termic şi pe corelaţia care există între structură şi susceptibilitatea la coroziune [4].

Pentru stabilirea acestei dependenţe între structură şi susceptibilitatea la coroziune, s-au ales oţelurile E şi 09G2, deoarece acestea sînt folosite la construcţia navelor maritime. După compoziţie (tabela 1), aceste oţeluri aparţin clasei oţelurilor slab aliate, iar din punct de vedere al structurii în stare recoaptă, oţelurile se încadrează în grupa oţelurilor hipoeutectoide.

În vederea aplicării tratamentelor termice şi pentru obţinerea unor informaţii calitative privind stabilitatea austenitei subrăcite la diverse temperaturi, s-a luat în considerare diagrama termocinetică a oţelului 20G [5] (fig. 1).

Această alegere a diagramei termocinetice a oţelului 20G, cu compoziţie apropiată de cea a oţelurilor E şi 09G2, este motivată nu numai de faptul că aceste oţeluri nu au trasată încă diagrama termocinetică ci şi de aceea că, în realitate, oţelurile prezintă un spectru foarte larg de concentraţii (tabela 1), aşa încît este absolut necesară luarea în considerare a fluctuaţiilor de compoziţie şi a altor factori, chiar în cazul cînd diagrama termocinetică este dată [2], [3], [5].

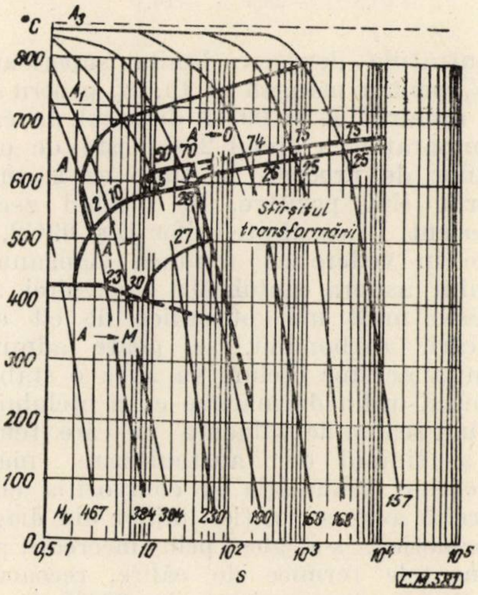


Fig. 1

Astfel, chiar la oţelul 20G, a cărui diagramă termocinetică este trasată, nu numai că compoziţia chimică nu reprezintă o medie a mărcii oţelului (tabela 2) dar, la mangan şi siliciu,

Tabela 1

Oţelul	Compoziţia, %							
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	S	P
09G2	0,12	0,2. . . 0,4	1,45. . . 1,75	0,3	0,3	0,3	0,04	0,04
E	0,18	0,1. . . 0,35	0,7 . . . 1,5	—	—	—	0,04	0,04

Tabela 2

Oţelul	Compoziţia chimică, %								Observaţii
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	
20G	0,17 – 0,24	0,17 – 0,37	0,7 – 1	0,04	0,045	0,25	0,25	0,2	
20G	0,19	0,42	1,2	—	—	0,08	—	0,21	pentru această compoziţie este trasată diagrama termocinetică
09G2	0,12	0,35	1,6	0,030	0,04	0,2	0,20	0,18	oţelul supus coroziunii
E	0,17	0,30	1,4	0,035	0,042	—	—	—	oţelul supus coroziunii
Abaterea compoziţiei chimice în raport cu compoziţia chimică a oţelului 20G, pentru care este trasată diagrama termocinetică, %									
20G	−10,5 +26,4	−60 −12	−41,7 −16,6	—	—	212	—	−4,76	
09G2	−36,9	−16,5	+33,4	—	—	+150	—	−14,3	
E	−10,5	−28,5	+16,7	—	—	—	—	—	

concentraţiile depăşesc limita superioară cu 16,7% pentru mangan şi 13,5% pentru siliciu.

La oţelurile E şi 09G2 deficitul de carbon, în comparaţie cu oţelul 20G, este de ordinul sutimilor de procent, în timp ce la mangan abaterile sînt pozitive, de ordinul zecimilor de procent. În cazul oţelurilor E şi 09G2, dacă se are în vedere că acţiunea manganului şi cromului asupra stabilităţii austenitei subrăcite este mult mai puternică de cît efectul micşorării carbonului, se poate admite că austenita acestor oţeluri va avea o stabilitate de acelaşi ordin de mărime cu a oţelului 20G.

Ţinînd seama de influenţa pe care temperatura şi timpul de austenitizare, mărimea epruvetelor, granulaţia şi compoziţia chimică o exercită asupra poziţiei liniilor din diagrama termocinetică, s-a ales prin încercări, pentru tratamentele termice de călire, recoacere şi normalizare, temperatura de 930°C.

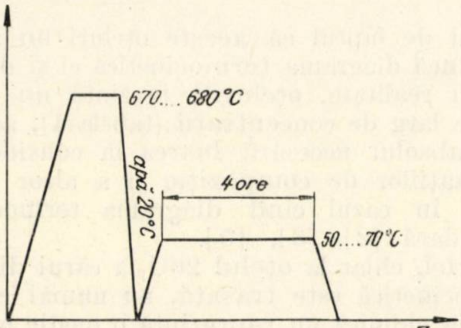


Fig. 2

De asemenea, avînd în vedere stabilitatea minimă a austenitei (aproximativ 1 s), precum şi dimensiunile epruvetelor (50 x 20 x 5 mm), s-a ales ca mediu de răcire soluţia apoasă de 10% NaCl la 20°C pentru a se împiedica dezvoltarea transformărilor cu difuziune şi a se obţine structuri de tip martensitic. În vederea îmbătrînirii termice (fig. 2) oţelurile au fost călite de la 670°C....680°C în apă curentă, după care a urmat o revenire timp de 4 ore la 50...70°C [6].

Acest tratament termic a fost aplicat ambelor oţeluri în cele patru stări structurale diferite — arătate în tabela 3.

Tabela 3

Tratamentul termic	Microstructura			
	oţel 09G2 neîmbătrînit	oţel 09G2 îmbătrînit	oţel E neîmbătrînit	oţel E îmbătrînit
Normalizare de la 930°C	3 *a*	4 *a*	5 *a*	6 *a*
Recoacere la 930°C în atmosferă protectoare (Ar)	3 *b*	4 *b*	5 *b*	6 *b*
Netratat termic	3 *c*	4 *c*	5 *c*	6 *c*
Călire de la 930°C prin răcire în soluţie apoasă de 10 % NaCl	3 *d*	4 *d*	5 *d*	6 *d*

În vederea obţinerii unor rezultate reproductibile şi comparabile şi pentru a se analiza în condiţii riguroase influenţa structurii asupra coroziunii, epruvetele au fost decupate prin frezare dintr-o singură tablă, din zone învecinate. Acest mod de prelevare a epruvetelor a fost ales pentru a se elimina o serie de factori cunoscuţi sau necunoscuţi care afectează coroziunea.

În felul acesta s-a eliminat influenţa factorilor metalurgici şi a fluctuaţiilor de compoziţie care diferă de la şarjă la şarjă şi a altor factori specifici tehnologiei de laminare: temperatură de început şi sfîrşit de laminare, coroiaj inegal, condiţii diferite de răcire, deci grade

Tabela 4

Oţelul	Tratamentul termic	Starea iniţială	Valoarea coeficienţilor			Valoarea medie a gradului de coroziune, gf/cm^2	Viteza medie de coroziune, gf/cm^2 h 10^{-3}	Creşterea vitezei medii de coroziune faţă de oţelul recopt, %	Creşterea vitezei medii de coroziune prin îmbătrînire, %	Creşterea vitezei medii de coroziune a oţelului E, faţă de oţelul 09G2, %
			a.10^{-3}	b.10^{-5}	c.10^{-7}					
09G	recoacere	—	0,02	0,520	−0,127	0,064	0,304	—	—	—
09G2	normalizare	—	0,234	0,488	−0,080	00734	0,359	17,8	—	—
09G2	—	—	0,311	0,464	−0,066	0,0883	0,421	37,9	—	—
09G2	călire	—	0,680	0,246	0,039	0,114	0,543	78,1	—	—
09G2	îmbătrînire	recoacere	0,226	0,367	−0,037	0,071	0,338	—	10,95	—
09G2	îmbătrînire	normalizare	0,340	0,488	−0,061	0,0806	0,384	—	6,9	—
09G2	îmbătrînire	—	0,537	0,182	0,01	0,0876	0,416	—	−0,7	—
09G2	îmbătrînire	călire	0,968	−0,0116	0,122	0,135	0,643	—	18,4	—
E	recoacere	—	0,227	0,307	0,052	0,0775	0,369	—	—	21,1
E	normalizare	—	0,533	0,487	0,0008	0,135	0,643	74,2	—	79
E	—	—	0,813	0,614	0,032	0,151	0,718	95	—	70,3
E	călire	—	1,003	1,703	0,41	0,269	1,28	247	—	136,2
E	îmbătrînire	recoacere	0,569	−0,521	0,377	0,0856	0,406	—	10,45	20,8
E	îmbătrînire	normalizare	0,124	0,863	−0,104	0,128	0,609	—	5,18	58,8
E	îmbătrînire	—	0,449	0,732	−0,578	0,143	0,682	—	−5,3	63,2
E	îmbătrînire	călire	0,781	3,78	−1,4	0,336	1,6	—	25	149

diferite de dispersie a constituenţilor structurali etc. [7].

În aceste condiţii, seriile de 5 epruvete s-au comportat aproape identic. Avînd în vedere că materialul folosit prezintă textură de laminare, toate epruvetele au avut aceeaşi formă şi dimensiuni fiind orientate identic faţă de sensul de laminare [8].

Materialele aduse în diverse stări structurale au fost supuse coroziunii în soluţie apoasă

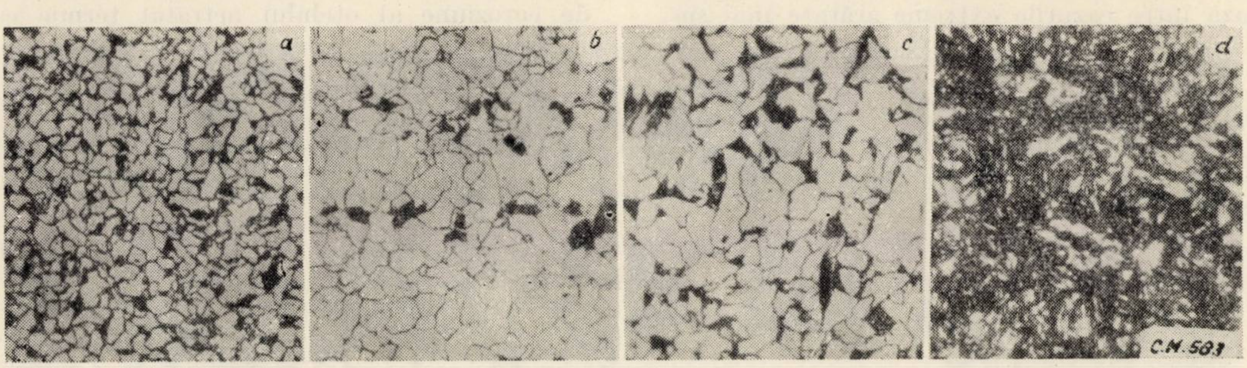


Fig. 3

de 10% H_2SO_4, la temperatura de 20°C. Pentru eliminarea influenţelor mutuale, epruvetele au fost aşezate izolat în vase în care cantitatea de soluţie se găsea în acelaşi raport cu suprafaţa pieselor. Ca metodă de lucru s-a folosit metoda determinării prin pierderi de greutate [9].

Influenţa structurii iniţiale şi a îmbătrînirii asupra coroziunii oţelurilor E şi 09G2, în condiţiile arătate mai sus, este arătată în figurile 7, 8, 9 şi 10 şi tabela 4.

Pentru explicarea acestei corelaţii, trebuie avut în vedere că oţelurile E şi 09G2 sînt sisteme polinare şi polifazice a căror stare depinde de tratamentul termic.

La ambele oţeluri neîmbătrînite termic (fig. 7 şi 8) se constată un paralelism între starea energetică şi gradul de coroziune în sensul că, cu cît materialul este mai instabil din punct de vedere termodinamic, cu atît este mai corodabil, așa încît la oțelul 09G2 creșterea maximă a vitezei medii de coroziune este 78,1%, iar pentru oțelul E, de 247%, față de oțelul recopt. Din diagramele 7 (oțelul E în stare călită — *1*, recoaptă — *2*, normalizată — *3*, de livrare — *4*) și 8 (oțelul 09G2 în stare călită — *5*, recoaptă — *6*, normalizată — *7*, de livrare — *8*) se vede că oțelul în stare recoaptă este cel mai rezistent la coroziune, iar cel în stare călită prezintă cea mai slabă rezistență la coroziune.

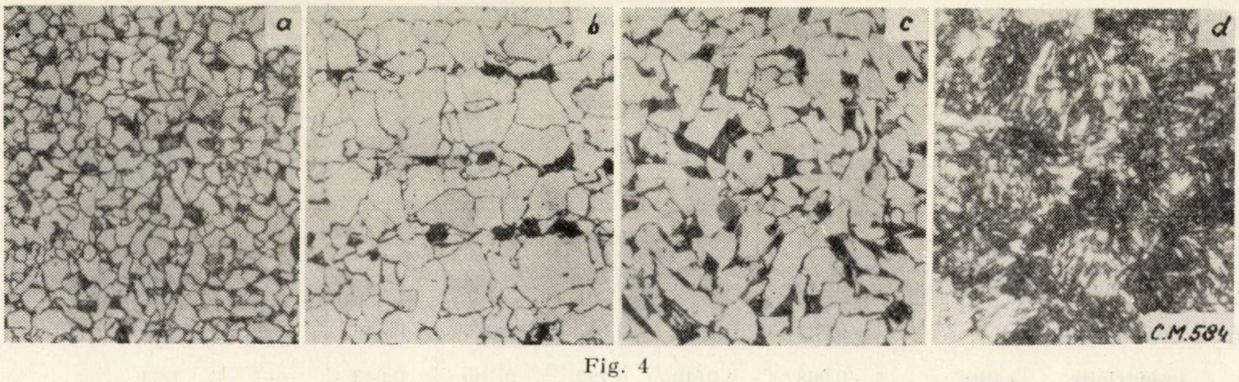


Fig. 4

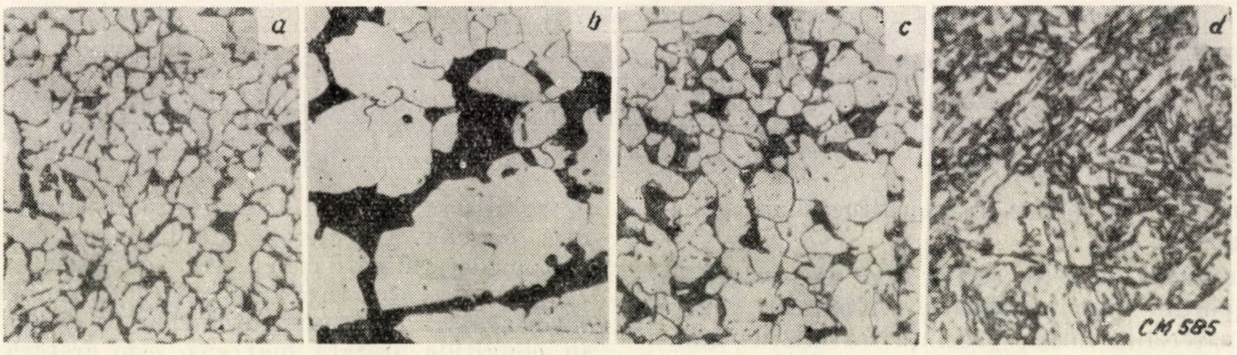


Fig. 5

La ambele oțeluri materialele netratate termic, precum și cele normalizate, se încadrează între cazurile extreme arătate mai sus.

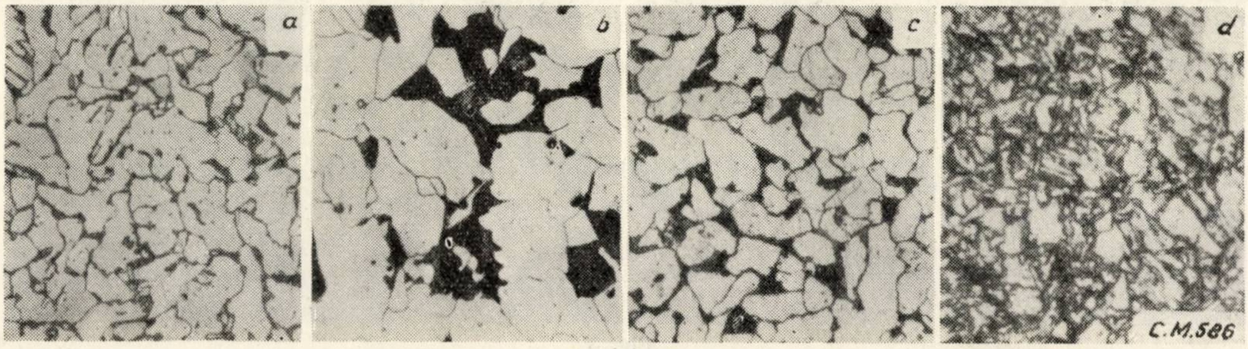


Fig. 6

Materialul normalizat (fig. 3, *a* — oțel 09G2 normalizat — × 270 și 5, *a* — oțel E normalizat — × 270) este mai corodabil decît cel recopt (fig. 3, *b* — 09G2 recopt — × 200 și 5, *b* — E recopt — × 120), deoarece, avînd în vedere chiar numai granulația, are o rezervă de energie liberă mai mare decît acesta.

Acest lucru este provocat, pe de o parte, de micșorarea prin normalizare a grăuntelui cristalin și, pe de altă parte, de creșterea suprafeței interfazice a amestecului ferită + carburi. De remarcat este că, deși oțelul netratat termic (fig. 3, *c* — 09G2 netratat termic — × 200 și 5, *c* — E netratat termic — × 200) are un grad de dispersie mai mic decît cel normalizat, primul este totuși mai anodic decît al doilea, motiv pentru care valoarea medie a gradului de coroziune al oțelului netratat termic este cu 17% mai mare pentru oțelul 09G2 și cu 12% mai mare pentru oțelul E față de oțelul normalizat.

Analizînd datele din tabela 4 se vede că nfluenţa pe care o exercită tratamentul termic asupra rezistenţei la coroziune este mult mai puternică la oţelul E decît la oţelul 09G2 şi că în toate stările structurale analizate oţelul 09G2 este mai rezistent la coroziune decît oţelul E. În toate aceste cazuri, curbele din diagramele coroziune-timp arată că între gradul de coroziune $y\left[\frac{\text{gf}}{\text{cm}^2}\right]$ şi timpul τ $[h]$ există o relaţie de forma :

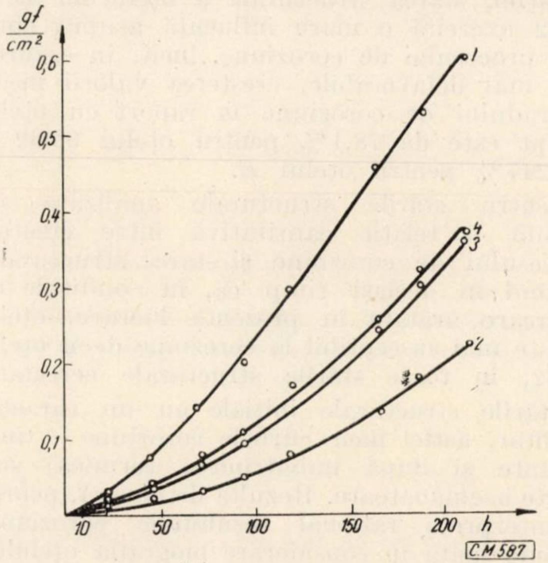


Fig. 7

$$y = a\tau + b\tau^2 + c\tau^3,$$

unde a, b şi c sînt constante ale căror valori sînt indicate în tabela 4.

Influenţa îmbătrînirii şi a structurii iniţiale asupra coroziunii se vede din comparaţia diagramelor coroziune-timp ale materialelor îmbătrînite cu cele neîmbătrînite. La ambele oţeluri, prin îmbătrînirea oţelului recopt (fig. 9 — oţelul E tratat termic pentru îmbătrînire, starea iniţială fiind de călire — *10,* recoacere — *11,* normalizare — *12,* livrare — *13,* şi fig. 10 — oţelul 09G2 tratat termic pentru îmbătrînire, starea iniţială fiind de călire — *14,* recoacere — *15,* normalizare — *16,* livrare — *17*) materialul devine mai susceptibil la coroziune, pentru ambele oţeluri creşterea vitezei medii de coroziune fiind aproximativ aceeaşi (tabela 4).

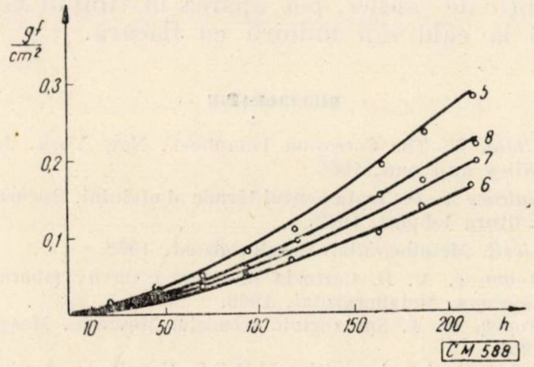


Fig. 8

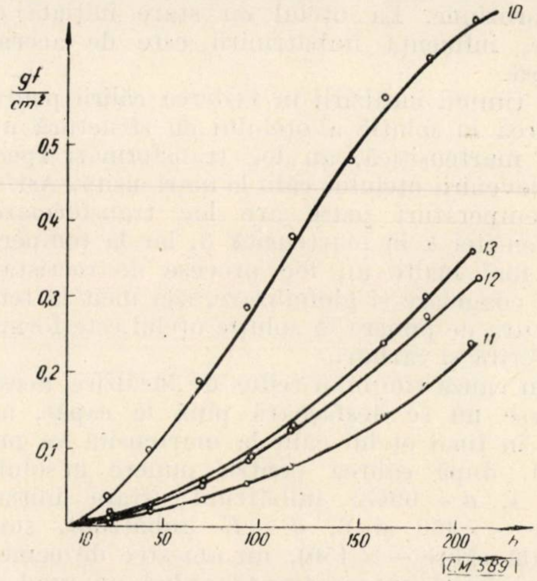


Fig. 9

Acest lucru este explicabil, deoarece starea de îmbătrînire este mai instabilă decît cea de recoacere. Aceasta este o consecinţă a variaţiei solubilităţii cristalitelor de soluţie solidă cu temperatura, care urmează legea lui Van't Hoff :

$$\log x = A - \frac{B}{T},$$

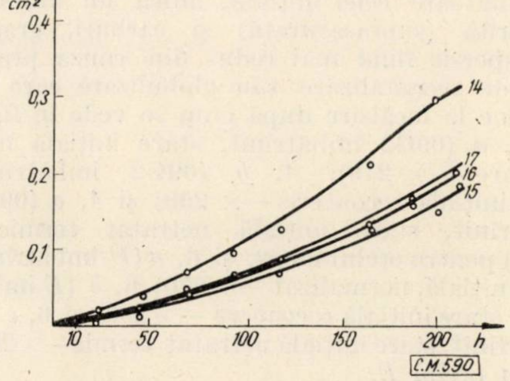


Fig. 10

în care :

x reprezintă conţinutul de element dizolvat în soluţia solidă, în procente atomice ;

T — temperatura absolută ;

A şi B — constante empirice.

Existenţa acestei legi, valabilă şi pentru carburi, nitruri şi oxizi, arată că oţelurile E şi 09G2, datorită procentului mare de ferită, sînt durificabile dispers, motiv pentru care prin îmbătrînire se măreşte susceptibilitatea la coroziune. La oţelul cu stare iniţială de călire, influenţa îmbătrînirii este de aceeaşi natură.

În timpul încălzirii în vederea călirii pentru punerea în soluţie a oţelului cu structură iniţială martensitică, au loc transformări specifice revenirii oţelului călit la martensită. Astfel, la temperaturi joase are loc transformarea martensitei α în martensită β, iar la temperaturi mai înalte au loc procese de recristalizare, coagulare şi globulizare, aşa încît la temperatura de punere în soluţie oţelul este format din ferită şi carburi.

Din cauza timpului redus de încălzire, aceste procese nu se desfăşoară pînă la capăt, aşa încît în final oţelul călit la martensită va prezenta, după călirea pentru punere în soluţie (fig. 4, *d* — 09G2 îmbătrînit, stare iniţială călire — ×450 şi 6, *d* — *E* îmbătrînit, stare iniţială călire — × 450), un amestec de cementită şi ferită suprasaturată avînd un grad de dispersie mult mai mare în raport cu celelalte stări iniţiale, iar după aspectul „exterior" aceste produse păstrează forma aciculară a martensitei din care au provenit, aşa cum se vede din microstructurile 3, *d* (09G2 călit — ×450) şi 4, *d* (09G2 îmbătrînit, stare iniţială călire — ×450), respectiv 5, *d* (*E* călit — × 450) şi 6, *d* (*E* îmbătrînit, stare iniţială călire — × 450).

Pentru celelalte stări (recoacere, normalizare şi cea netratată termic) este caracteristic faptul că la încălzirea pentru punerea în soluţie nu au loc transformări calitative, aşa încît din punct de vedere structural, după acest tratament, oţelul va avea o structură asemănătoare celei iniţiale, adică un amestec de ferită (suprasaturată) şi carburi, gradul de dispersie fiind mai redus din cauza proceselor de recristalizare sau globulizare care au avut loc la încălzire după cum se vede în figurile 4, *a* (09G2 îmbătrînit, stare iniţială normalizare — × 270), 4, *b* (09G2 îmbătrînit, stare iniţială recoacere — × 200) şi 4, *c* (09G2 îmbătrînit, stare iniţială netratat termic — ×200) pentru oţelul 09G2, şi 6, *a* (*E* îmbătrînit, stare iniţială, normalizat — ×270), 6, *b* (*E* îmbătrînit, stare iniţială recoacere — ×200) şi 6, *c* (*E* îmbătrînit, stare iniţială netratat termic — ×200) pentru oţelul *E*.

După îmbătrînirea oţelului netratat termic, în cazul ambelor oţeluri (tabela 4) rezistenţa la coroziune se măreşte ca urmare a eliminării unor instabilităţi în cursul tratamentului de îmbătrînire.

În privinţa cineticii procesului de coroziune, şi la oţelurile îmbătrînite se pune în evidenţă dependenţa parabolică care există între gradul de coroziune şi timp, pentru toate cazurile analizate.

Din analiza rezultatelor obţinute se desprind o serie de concluzii.

Astfel, starea structurală a oţelurilor E şi 09G2 exercită o mare influenţă asupra cineticii procesului de coroziune, încît, în cazurile cele mai defavorabile, creşterea valorii medii a gradului de coroziune în raport cu oţelul recopt este de 78,1% pentru oţelul 09G2 şi de 247% pentru oţelul *E*.

Pentru stările structurale analizate s-a stabilit o relaţie cantitativă între cinetica procesului de coroziune şi starea structurală, arătînd în acelaşi timp că, în condiţiile de încercare arătate în prezenta lucrare, oţelul *E* este mai susceptibil la coroziune decît oţelul 09G2, în toate stările structurale cercetate.

Stările structurale iniţiale au un caracter ereditar, astfel încît curbele coroziune — timp (înainte şi după îmbătrînirea termică) sînt foarte asemănătoare. Rezultă de aici că, pentru a interpreta raţional rezultatele coroziunii, trebuie luată în considerare biografia oţelului, deoarece ultimul tratament termic nu reuşeşte şi nici nu are scopul de a şterge anumite caracteristici ale tratamentelor anterioare.

Rezultatele încercărilor de coroziune arată că, la ambele oţeluri, stările iniţiale cele mai defavorabile creşterii corodabilităţii prin îmbătrînire sînt stările de recoacere şi călire, creşterea vitezei medii de coroziune ajungînd pînă la 25% în cazul oţelului *E*.

Din punctul de vedere al susceptibilităţii la coroziune, rezultatele obţinute conduc la recomandarea practică de a se întocmi astfel de procese tehnologice încît în cursul prelucrărilor să se evite apariţia chiar parţială a transformărilor fără difuziune, care, practic, în condiţii de şantier, pot apărea în timpul fasonării la cald sau îndoirii cu flacără.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Uhlig, H.* The Corrosion Handbook. New York, John Wiley and sons, 1963.

[2] *Guleaev A. P.* Tratamentul termic al oţelului. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[3] *Livşiţ.* Metallografia. Metallurgizdat, 1963.

[4] *Tomaşov, N. D.* Corrozia metallov i slavov (sbornik). Moscova, Metallurgizdat, 1963.

[5] *Popov, A. A.* Spravocinic termista. Moscova, Maşghiz, 1961.

[6] * * * Registrul maritim U.R.S.S. Reguli de clasificare şi construcţia navelor maritime de oţel. Leningrad, Editura Morskoi Transport, 1956.

[7] *Schumann, H.* Metalurgie fizică. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[8] *Champion, F. A.* Corrosion testing procedures. Londra, 1963.

[9] * * * Încercări şi analize de metale. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

CZ 621.753.1 : 338.04

Aspecte ale aplicării sistemului de toleranţe ISO în Republica Socialistă România

Radu MOŢOIU

În conformitate cu hotărîrea luată în cursul anului 1967 de Conducerile MICM şi DGMSI, Republica Socialistă România va adopta sistemul de toleranţă ISO. Menită să grăbească alinierea industriei naţionale alături de industriile ţărilor dezvoltate, această hotărîre dă un nou impuls posibilităţii lărgirii schimburilor tehnice şi economice cu alte ţări.

Planul de măsuri respectiv prevede ca în cursul anului 1967 institutele ICTCM - Bucureşti şi ICPAT - Braşov să elaboreze standardele referitoare la toleranţe pentru dimensiuni de la 1 la 500 mm şi filete metrice, iar pentru toleranţele dimensiunilor peste 500 mm în anul 1968, în paralel cu completarea actualelor standarde de toleranţe STAS în vigoare, cu corespondenţa lor cu sistemul ISO. Standardele de toleranţe STAS vor fi valabile numai pentru construcţii vechi şi numai pînă în anul 1975 cînd sistemul va fi aplicat în mod general.

Intrarea în vigoare a sistemului de toleranţe şi ajustaje ISO se va face treptat începînd din trimestrul IV 1968. Tot treptat, în perioada de tranziţie pînă în anul 1972, vor fi revizuite standardele de produse în scopul modificării toleranţelor prescrise, iar unităţile MICM şi ale altor departamente vor lua măsuri pentru modificarea normelor interne de tipizare etc. referitoare la produsele în fabricaţie, în scopul punerii lor de acord cu sistemul ISO. Această acţiune a şi început, în sensul că în standardele aflate în revizuire sau elaborare se înscriu şi toleranţele ISO echivalente. Pînă în anul 1975, uzinele vor modifica şi documentaţia tehnică pentru produsele vechi.

Această vastă acţiune ridică însă multe probleme, generate nu numai de diferenţele care există între valorile numerice ale toleranţelor ci, în special, de principiile şi regulile de alcătuire şi folosire ale sistemelor de toleranţe şi ajustaje ISO, respectiv STAS.

Sistemul de toleranţe şi ajustaje ISO. În sistemul ISO toleranţele se definesc în funcţie de dimensiunea nominală (de trepte de dimensiuni nominale) şi se simbolizează printr-un număr (denumit precizie) şi un simbol literal din una sau două litere care indică poziţia cîmpului de toleranţă în raport cu linia zero (de exemplu : 45 g 7 ; 125 H8).

Poziţia cîmpului de toleranţă este definită printr-o serie de relaţii rezultate din practică. Relaţiile precizează poziţia cîmpului de toleranţă al arborilor prin abaterea cea mai apropiată de zero. Această abatere este denumită abatere fundamentală. Abaterile alezajelor în sistemul ISO se definesc în funcţie de abaterile respective ale arborilor de aceeaşi literă, asigurîndu-se o legătură raţională şi precisă între toleranţele arborilor şi alezajelor în vederea formării ajustajelor.

În cadrul unei calităţi, toate cîmpurile de toleranţă au aceeaşi mărime care este egală cu valoarea toleranţei fundamentale definită în sistem. Pentru o anumită calitate, valoarea IT creşte în funcţie de domeniul de dimensiuni. Pentru acelaşi domeniu de dimensiuni, mărimea cîmpului de toleranţă nu diferă pentru arbori sau alezaje sau pentru diferite poziţii ale cîmpului de toleranţă în raport cu linia zero (fig. 1 — poziţia cîmpurilor de toleranţă ISO în raport cu linia zero, exemplu calculat pentru precizia 8 şi domeniul de dimensiuni de 6...10 mm).

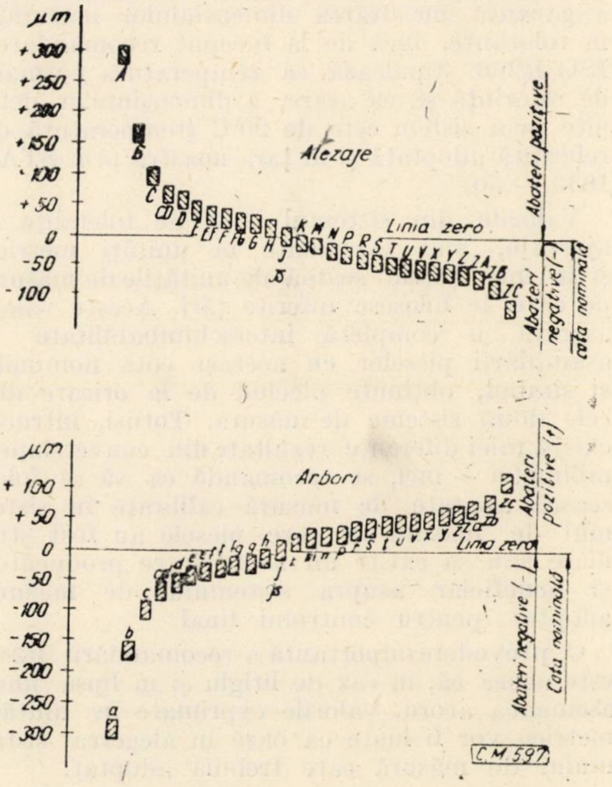


Fig. 1

Cu excepţia preciziilor pînă la 5, valoarea IT este determinată în funcţie de unitatea de toleranţă i definită în sistem. Sistemul ISO defineşte 18 precizii : 01, 0 şi 1 — 16. Pe lîngă aceasta, sistemul ISO enunţă regulile de calcul pentru toleranţele fundamentale IT pentru precizii mai mari ca 16, astfel încît, în funcție de necesități, se pot calcula și alte toleranțe suplimentare neprevăzute inițial dar care se încadrează într-un șir unitar. Uzînd de această regulă, standardele DIN prevăd precizii pînă la 18, iar un standard maghiar MNOSZ prevede precizii pînă la 22.

În domeniul dimensiunilor mici, cu anumite restrîngeri, sistemul de toleranțe ISO aplică toleranțele calculate pentru domeniul de la 1 la 3 mm, cum și pentru dimensiunile sub 1 mm.

Acest aspect a fost adoptat de toate țările; el a fost însă acceptat în noul STAS, care astfel nu este diferențiat de recomandarea ISO la dimensiuni pînă la 3 150 mm. Pentru dimensiunile 500 — 3 150 mm, recomandarea ISO/R286 nu prevede precizii mai fine de 7, datorită erorilor aparatelor și metodelor de măsurare din perioada actuală pentru aceste dimensiuni. Se apreciază că mărimea erorilor respective este atît de însemnată încît nu se poate asigura ca piesele măsurate să se afle efectiv în cîmpul de toleranță prescris. Tot pentru a limita erorile de măsurare și a garanta încadrarea dimensiunilor măsurate în toleranțe, încă de la început recomandarea ISO/R286 stipulează că temperatura normală de referință și, ca atare, a dimensiunilor definite prin sistem este de 20°C (temperatură de referință adoptată și în țara noastră prin STAS 1033 — 50)

Valorile din sistemul ISO, de toleranțe și ajustaje, sînt exprimate în unități metrice și în inci, ținînd seamă de unitățile de măsură pe care le folosesc diferite țări. Aceste valori asigură o completă interschimbabilitate a asamblării pieselor cu aceeași cotă nominală și simbol, obținute plecînd de la oricare din cele două sisteme de măsură. Totuși, întrucît există mici diferențe rezultate din conversiunea milimetri — inci, se recomandă ca să se folosească aparate de măsură calibrate în sistemul de măsură în care piesele au fost studiate sau să existe un acord între producător și beneficiar asupra sistemului de măsură adoptat pentru controlul final.

O prevedere importantă a recomandării R286 este aceea că, în caz de litigiu și în lipsa unui asemenea acord, valorile exprimate în unități metrice vor fi luate ca bază în alegerea sistemului de măsură care trebuia adoptat.

Comparația sistemelor de toleranță ISO și ISA. Recomandarea ISO/R286 a fost elaborată avînd ca bază sistemul ISA de toleranțe și ajustaje, publicat în Buletinul ISA25 (1940). Față de sistemul de toleranțe ISA, care a fost cunoscut în țara noastră, actuala recomandare ISO diferă prin prezentare și prin următoarele puncte principale:

— introducerea dimensiunilor sub 1 mm pentru preciziile mai fine decît precizia 13;

— introducerea preciziilor 01 și 0, mai fine decît precizia 1;

— introducerea pentru arbori și alezaje a abaterilor *cd*, *CD*, *ef*, *EF*, *fg*, *FG* pentru dimensiuni pînă la 10 mm pentru necesitățile mecanicii fine, și a abaterilor *js* și *Js* pentru a completa gama de abateri simetrice în toate preciziile;

— modificarea valorii unor toleranțe fundamentale, a unor precizii fine și a unor abateri, pentru a racorda valorile existente la noile valori introduse.

Trebuie notat faptul că nu toate simbolurile literale sînt folosite în sistemul ISO, existînd anumite excepții, notate în tabelele de calcul al abaterilor fundamentale.

Compararea sistemelor de toleranțe ISO și STAS. Sistemul de toleranțe STAS se bazează pe sistemul de teleranțe GOST, față de care sînt deosebiri neesențiale. Comparate cu sistemul ISO aceste sisteme diferă, în afară de prezentare, notații și unele definiții din terminologia utilizată, și prin unele puncte principale.

Astfel, în sistemul STAS unitatea de toleranță aleasă este:

$$i = 0{,}5\,\sqrt{D}$$

față de cea din sistemul ISO:

$$i = 0{,}45\sqrt{D} + 0{,}001\,D.$$

În aceste relații i este exprimat în μm și D în mm.

Unitatea de toleranță i nu apare explicit în nici un standard actual de toleranțe, nefiind publicată regula de calcul al diferitelor mărimi de cîmpuri de toleranță în funcție de unitatea de toleranță i, așa cum este arătat în sistemul ISO care definește această legătură.

Apoi sistemul de toleranțe STAS definește mărimea și poziția cîmpurilor de toleranță în funcție de necesitatea formării anumitor ajustaje. Aceste ajustaje pot fi cu strîngere, intermediare (de trecere) sau cu joc. În sistemul de toleranțe STAS există mai multe clase de precizie cuprinzînd diferite feluri de ajustaje. În cadrul unei clase de precizie toleranțele nu sînt egale între ele, constatîndu-se o creștere a toleranțelor în domeniul ajustajelor cu joc mare. De asemenea pentru aceeași clasă de precizie și dimensiune nominală, toleranțele arborilor sînt mai mici decît toleranțele alezajelor, exprimîndu-se o tendință tehnologică firească.

În sistemul ISO se face o deosebire mai netă între toleranțele pieselor și ajustaje. În acest sens sistemul ISO definește mai multe precizii în cadrul cărora mărimea toleranței este constantă. Pentru a forma ajustaje (care practic nu diferă esențial ca valori medii și maxime le jocurilor şi ale strîngerilor pentru diferi-ele sisteme cunoscute pînă acum — DIN, SA, GOST, STAS etc.) se aleg, pentru arbori i alezaje, toleranţe din diferite calităţi şi vînd între ele poziţii corespunzătoare (se ubliniază în mod special „poziţii corespun-ătoare între ele" şi nu în raport cu linia zero, are defineşte dimensiunea nominală). Recurge-ea la sistemele de ajustaje cu alezaj unitar au cu arbore unitar, în care prin convenţie na din abaterile alezajului sau arborelui de eferinţă are valoarea zero, nu constituie decît simplificare acoperitoare pentru majoritatea problemelor de proiectare.

Sistemul de toleranţe ISO nu exclude de oc utilizarea sistemelor de ajustaje cu alezaj sau arbore) unitar. Aceste sisteme reprezintă însă numai un caz particular al modului de formare al ajustajelor în care se alege pentru elementul de referinţă alezaj sau arbore — poziţia *H* (respectiv *h*) a cîmpului de toleranţă.

De asemenea, pentru a prescrie pentru arbori toleranţe mai strînse decît pentru alezaje (în cazul ajustajelor cu toleranţe relativ mici pentru piese) se aleg pentru arbori şi alezaje toleranţe din precizii învecinate.

Acest mod diferit de a aborda problema realizării ajustajelor uşurează considerabil rezolvarea toleranţelor pentru lanţuri de dimensiuni. Un exemplu elocvent îl constituie lanţul Gall utilizat în transmisii, prin modul de tolerare al cotelor elementelor sale constructive.

A treia deosebire principală constă în faptul că numărul de toleranţe prevăzut de sistemul ISO este cu mult mai ridicat, fiind posibil ca pentru fiecare precizie să se calculeze cîte 28 de poziţii ale cîmpului de toleranţă. În paralel, se constată că, în sistemul STAS, în clasa a 2-a de precizie (care este cea mai vastă) nu sînt prevăzute decît 13 cîmpuri de toleranţă.

În practică se constată că poziţiile cîmpurilor de toleranţă ISO sînt atît de fin etajate încît pentru nevoile curente se pot utiliza serii restrînse. Din această cauză, însuşi sistemul ISO prevede o restrîngere a numărului de toleranţe recomandate pentru uzul general, iar în aplicarea sistemului ISO de toleranţe se constată că sînt făcute restrîngeri suplimentare în sensul recomandării pentru folosirea curentă a cît mai puţine cîmpuri de toleranţă.

Această măsură duce la raţionalizări importante în execuţia produselor, lăsînd însă deschisă posibilitatea ca, în cazul în care toleranţele din serii restrînse nu satisfac nevoi specifice, să se poată apela la o gamă deosebit de largă de toleranţe din care să se aleagă cîmpul de toleranţă cel mai potrivit.

Modul de aplicare a sistemului ISO de toleranţe în Republica Socialistă România. Faţă de conţinutul recomandării ISO/R286, standardele STAS care vor mijloci introducerea toleranţelor respective în ţara noastră vor prezenta unele modificări neesenţiale, de formă şi de conţinut. Deosebirile provin din faptul că recomandarea ISO/R286 are un caracter mai accentuat de calcul (teoretizant), în timp ce standardele STAS vor constitui documente de lucru folosite în practica inginerească zilnică. Modificările nu contravin conţinutului recomandării şi spiritului în care este alcătuită. Trebuie precizat că însăşi recomandarea ISO/R286 precizează că „numai standardele naţionale sînt valabile în ţările respective".

Aşa cum s-a arătat mai înainte, la introducerea sistemului de toleranţe ISO la noi s-a adoptat principiul seriilor cu diferite grade de preferinţă, în sensul următor:

— posibilitatea de calcul al oricărei toleranţe folosind formulele de calcul;

— prezentarea gata calculată a toleranţelor de uz general (prima restrîngere), echivalentă toleranţelor de uz general din recomandarea ISO; utilizarea acestor toleranţe acoperă majoritatea cazurilor întîlnite în practică;

— prezentarea unor toleranţe servind pentru formarea unor ajustaje uzuale în sistemul arbore unitar şi alezaj unitar, dîndu-se şi combinaţiile respective (a doua restrîngere);

— prezentarea unei serii preferenţiale de toleranţă formînd ajustaje uzuale (a treia restrîngere).

În alcătuirea standardului s-a dat o atenţie deosebită în alegerea toleranţelor care formează serii cu restrîngeri succesive, pentru ca să se asigure o uşurinţă maximă în transmiterea de documentaţii şi produse, atît către ţările membre CAER, cît şi către celelalte ţări. Astfel, au fost luate în considerare seriile corespunzătoare de toleranţe recomandate pentru formări de ajustaje uzuale şi preferenţiale din recomandarea CAER RS 508—66 şi din standardele germane DIN 7154 şi 7155.

Constatîndu-se că aceste serii nu se suprapun complet, s-a ales ca serie de toleranţe, utilizabile pentru formări de ajustaje preferenţiale, acele toleranţe care fac parte din ambele serii preferenţiale stabilite, impunînd condiţia suplimentară ca toleranţele luate din seria DIN preferenţială (restrîngerea III) să fie incluse cel puţin în seria recomandată pe linie CAER prin RS 508—66 (echivalentă restrîngerii II).

Numeric, o privire de ansamblu asupra modului în care se fac restrîngerile succesive în recomandarea ISO/R286, cele normale DIN, CAER şi noul standard STAS, este prezentată în tabela 1. Se menţionează că nu toate toleranţele sînt recomandate pentru toate treptele de dimensiuni nominale, existînd în acest sens unele restrîngeri.

În tabela 1 este dat numai numărul de combinaţii poziţie-calitate (literă-cifră) alcătuind un simbol.

Tabela

Seria	Arbori					Alezaje				
	ISO R 286	DIN	CAER RS 508−66	STAS		ISO R286	DIN	CAER RS 508−66	STAS	
				actual în vigoare	nou				actual în vigoare	nou
Serie maximală	după necesitate		—	—	după necesitate	după necesitate		—	—	după necesitate
Serie de uz general (restrîngerea I)	113	186	—	—	18	107	169	—	—	169
Serie folosită pentru ajustaje uzuale (restrîngerea II)	—	70	45	47	140	—	63	37	37	120
Serie folosită pentru ajustaje preferenţiale (restrîngerea III)	—	13	19	—	21	—	10	13	—	3

Tabela 2

	A	B	D	E	F	G	H	I	K	N	R	S	U	X	
h 6						G7	H 7	I7	K7	N7	R7	S7	U7	X7	Z7
h 7					F7		H 8								
h 8				E8	F8		H 8								
h 9			D 8				H 9								
h11	A11	B11	D11				H11								

Conform STAS 8105−60

Tabela 3

	a	b	c	d	e	f	g	h	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
H 6					e 7	f6	g 5	h 5	j5	k 5	m 5	n 5	p 6	r 5	s 5	t 5	u5	v5	x 5		
H 7			c 8	d 8	**e 8**	**f7** f6	**g 6**	**h 6**	**j 6**	**k 6**	**m 6**	**n 6**	**p 6**	**r 6**	**s 6**	t 6	**u 6**	v 6	**x 6**	y 6	**z 6**
H 8	a 9	b 9	c 9	**d 9**	e 9	f8		**h 8** h 7	j 7	k 7	m 7	n 7	p 7	r 7	s 7		u 7		x 7	y 7	z 7
H 9				d10		f9		h9													
H 10				d10				h10													
H 11	**a 11**	**b 11**	c11	**d11**				**h11**													
H 12		b 12						h12													

Din analiza tabelei 1 se constată că, în raport cu actualele STAS-uri în vigoare, noul STAS cuprinde mai multe ajustaje recomandate pentru folosirea uzuală (restrîngerea II), dar că în acelaşi timp ajustajele din categoria preferenţială (restrîngerea III) cuprind mai puţine toleranţe. De asemenea, se constată că, în general, restrîngerile II şi III din noul standard de toleranţe care va intra în vigoare folosesc un număr mai mare de toleranţe decît seriile echivalente din normele DIN şi recomandarea CAER.

În tabelele 2 (ajustaje în sistemul arbore unitar) şi 3 (ajustaje în sistemul alezaj unitar) se prezintă, sub forma unor tabele sinoptice, toleranţele folosite pentru formarea de ajustaje în noul standard de toleranţe STAS. În aceste tabele sînt marcate sub formă de funcţie toleranţele echivalente din actualele sisteme de toleranţe STAS în vigoare.

Din studiul acestor tabele se observă că noul STAS cu toleranţe ISO apar mai multe justaje cu strîngere, că strîngerile mari ca şi ocurile mari se plasează în zona toleranţelor este actuala clasă 3 de precizie. Se poate ob-

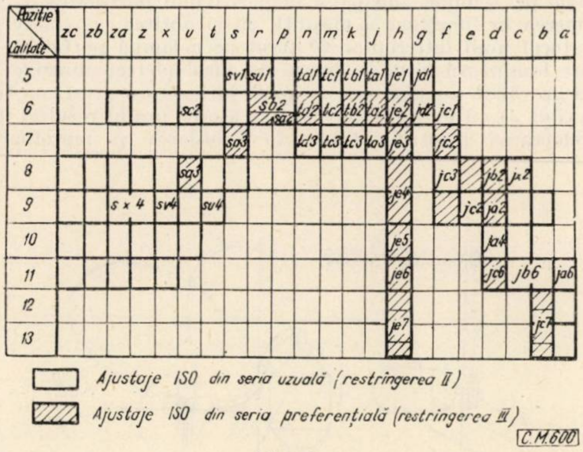

Poziţie
Calitate
zc zb za z x u t s r p n m k j h g f e d c b a
5
6
7
8
9
10
11
12
13
Ajustaje ISO din seria uzuală (restrîngerea II)
Ajustaje ISO din seria preferenţială (restrîngerea III)
C.M.600

Fig. 2

serva de asemenea că însuşi standardul prevede anumite ajustaje de tipul cu joc folosind pentru acelaşi arbore (sau alezaj) unitar cîte două sau trei alezaje (sau arbori) recomandate.

În figura 2 apare corespondenţa ISO–STAS a toleranţelor utilizate pentru formări de ajustaje (arbori), iar în figura 3 pentru alezaje. Trebuie menţionat că unele echivalenţe sînt aproximative. Pentru toleranţa *sb 6* (fig. 2) nu s-a putut stabili un echivalent ISO, cîmpul respectiv situîndu-se în zona cîmpurilor *Z...ZC*,

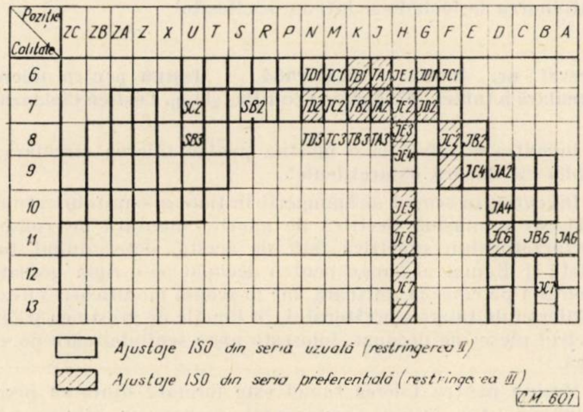

Poziţie
Calitate
ZC ZB ZA Z X U T S R P N M K J H G F E D C B A
6
7
8
9
10
11
12
13
Ajustaje ISO din seria uzuală (restrîngerea II)
Ajustaje ISO din seria preferenţială (restrîngerea III)
C.M.601

Fig. 3

calitatea 9...11, depăşind chiar limitele cîmpului *ZC*.

O observaţie importantă se referă la caracterul de recomandare pe care îl au seriile de restrîngeri succesive ale toleranţelor. Teoretic ar trebui alese întotdeauna cele mai potrivite toleranţe pentru realizarea unui anumit ajustaj şi asigurarea condiţiilor optime de funcţionare. Aparent ar trebui să se foloseacsă deci un număr cît mai mare de toleranţe.

Dar, în acelaşi timp, se constată că utilizarea unui număr mare de toleranţe duce la mărirea costului fabricaţiei prin mărirea cantităţii de calibre aflate în circulaţie şi prin apariţia altor dificultăţi de ordin tehnic şi organizatoric. Din acest punct de vedere este de preferat ca într-o întreprindere să se folosească un număr cît mai redus de toleranţe, ştiindu-se că în practică sînt asigurate, în marea majoritate a cazurilor, condiţii funcţionale corespunzătoare dacă se folosesc un număr relativ restrîns de tipuri de ajustaje.

Ţinînd seamă de cele arătate, la folosirea toleranţelor ISO în proiectare trebuie încercat iniţial ca alegerea unui ajustaj să se facă folosind toleranţe din seria preferenţială (restrîngerea III). Numai în cazul în care toleranţele rezultate pentru ajustajul căutat nu corespund cerinţelor, se apelează la seria ajustajelor uzuale (restrîngerea II). Dacă însă nici această serie nu satisface cerinţele, se apelează la seria toleranţelor de uz general (restrîngerea I) sau se calculează toleranţa căutată cu ajutorul formulelor care determină seria maximală.

Utilizarea unei serii mai largi trebuie făcută cu prudenţă numai din motive de economicitate a fabricaţiei, întrucît — de altfel — nu există nici o limitare în utilizarea oricărei toleranţe care se încadrează în regulile de alcătuire ale sistemului ISO. Această totală libertate care se acordă proiectantului trebuie folosită raţional şi trebuie să ducă la dispariţia treptată a tuturor toleranţelor speciale, inventate ad-hoc, pentru a acoperi unele nevoi specifice în proiectare şi execuţie.

Numai pătrunzînd spiritul alcătuirii sistemului ISO de toleranţe şi ajustaje se pot obţine avantajele maxime pe care acesta le oferă. Din acest punct de vedere este tot atît de greşit ca proiectarea să se limiteze numai la seria de ajustaje preferenţiale sau să apeleze mereu la seriile mai cuprinzătoare de toleranţe. Studierea atentă a fiecărui ajustaj în parte şi alegerea raţională a toleranţelor respective sînt singurele soluţii care permit să se îmbine cît mai armonios economicitatea fabricţiei cu siguranţa în funcţionare a produsului.

Brevete

Brevet nr. 48569 — 24.III.1961/22.VIII.1967 — Maşină portativă pentru prelucrarea cu pietre abrazive a scaunelor de supape ale motoarelor termice. Nicolae Ionescu.

Invenţia se referă la o maşină pentru prelucrarea cu pietre abrazive a scaunelor de supape ale motoarelor termice, folosind un dispozitiv portpiatră portativ.

În figura 1 este reprezentată o secţiune longitudinală prin dispozitiv, iar în figura 2, o reprezentare schematică a instalaţiei de acţionare a dispozitivului.

Maşina este constituită dintr-un batiu *1* pe care se află fixat un electromotor *2* care transmite mişcarea de rotaţie dispozitivului portpiatră *A* prin intermediul roţilor de curea *3* şi *4*, a cuplajului *5* la un ax flexibil *6*. În locaşul *a* al supapei se introduce o bucşă elastică *7* în care se fixează tija de centrare *8*.

Dispozitivul portpiatră *A* se introduce pe tija de centrare *8*, astfel ca o pană *9* solidară cu o bucşă culisantă *10* să intre în nutul *b* tijei de centrare *8*. Piatra abrazivă *11* fixată la un capăt al unui manşon mobil *12* primeşte mişcarea de rotaţie de la electromotorul *2* prin cablul flexibil *6* care se cuplează la o bucşă de antrenare *13* fixată la capătul manşonului mobil *12* şi centrată printr-un ştift *14* la bucşa culisantă *10*. Manşonul mobil *12* se reazemă prin rulmenţii radiali *15* şi *16* pe bucşa culisantă *10* şi prin rulmenţii radiali *17* şi *18* pe un manşon exterior *19*, care serveşte pentru susţinerea manuală a dispozitivului portpiatră *A*.

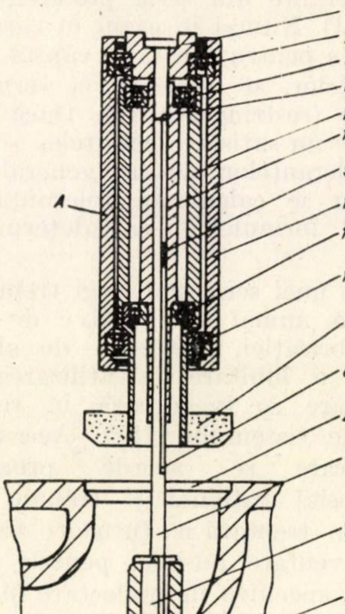


Fig. 1

Prelucrarea scaunelor de supape se face prin dirijarea ma nuală pe scaunul supapei a dispozitivului portpiatră *A*, ia punerea în funcţiune a maşinii, cît şi oprirea ei se face c ajutorul unui întreruptor *20* fixat pe o lampă portativă *2* care luminează locul de lucru. În jurul pietrei abrazive *1* s-a prevăzut o apărătoare *22* pusă în legătură printr-un tu flexibil *23* cu un aspirator *24* care aspiră praful rezultat di prelucrarea printr-un filtru *25*. Profilarea şi reprofilare pietrei abrazive *11* se face pe batiul maşinii, prin fixarea dispozitivului portpiatră *A* într-un suport, scula de rectificare montîndu-se direct la sistemul de transmisie a instalaţiei mobile.

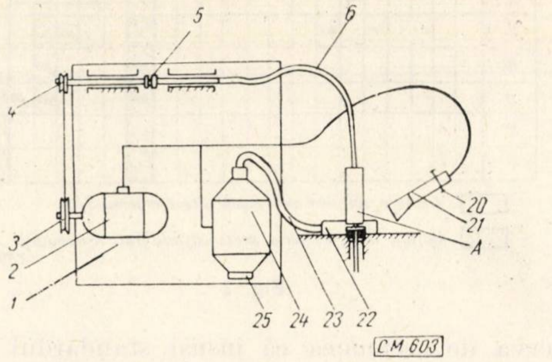


Fig. 2

Maşina prezintă următoarele avantaje :

— permite rectificarea pe loc a scaunelor pentru supape, fără a necesita transportarea blocului motor la atelierul de prelucrare ;

— se adaptează uşor la orice construcţie de motor, deoarece dispozitivul portpiatră poate lua orice poziţie în spaţiu, antrenarea sa făcîndu-se într-un ax flexibil.

Brevet nr. 48882 — 22.II.1964 — Maşină pentru tăierea circulară a tablei. Wladislaw Szumilaş şi ing. Costică Ciobîncan.

Invenţia se referă la o maşină pentru tăierea circulară a tablei cu flacără oxiacetilenică.

Invenţia, în scopul străpungerii iniţiale a semifabricatului, foloseşte o maşină electrică de găurit, montată pe consola portarzătorului, simetrică faţă de acesta, determinînd totodată şi diametrul flanşei pentru decupat pe o riglă gradată, montată pe consola rotitoare, iar în scopul modificării vitezei periferiei de tăiere a arzătorului, în funcţie de grosimea şi diametrul piesei de decupat, foloseşte nişte schimbătoare de viteză.

Maşina pentru tăierea tablei este formată dintr-un pivot cilindric *1* fix, faţă de care se poate deplasa un cilindru *2* în plan vertical, cu ajutorul unui şurub *3* rotit, de la o manivelă *4*, prin intermediul unui angrenaj conic *5* demultiplicator şi o piuliţă *6* fixată de cilindrul *2*. Pe cilindrul *2* este rigidizat un braţ *7* pe care poate culisa o cutie de angrenaje *8*, care conţine un electromotor *9* ce acţionează un variator continuu de turaţii *10* care transmite mişcarea de rotaţie la o cutie de viteză *11* cu mai multe trepte, care prin intermediul unor angrenaje melc — roată melcată *12*, *12'* şi *13*, *13'* rotesc un arbore cilindric *14*, solidar la partea inferioară cu o consolă *15*, pe care se pot deplasa radial şi simetric, faţă de arborele *14* în faţa unei rigle gradate *16*, o maşină electrică de găurit *17* şi un portarzător *18*, cu ajutorul unui şurub *19* filetat dreapta-stînga pe două porţiuni *a*, *a'* solidarizate printr-un melc *20* acţionat din exterior de la o manivelă *21*. Melcul

20 angrenează cu o roată melcată *22* fixată la partea inferioară a unui arbore cilindric *23*, concentric cu cilindrul *14*, arbore care la partea superioară are o roată dințată *24* ce transmite mişcarea de rotație prin intermediul unor roți dințate *25*, *25′*, *26*, *27* şi *28* la o cremalieră *29* pentru deplasarea electromotorului *9* față de discul variatorului continuu de turație *10*.

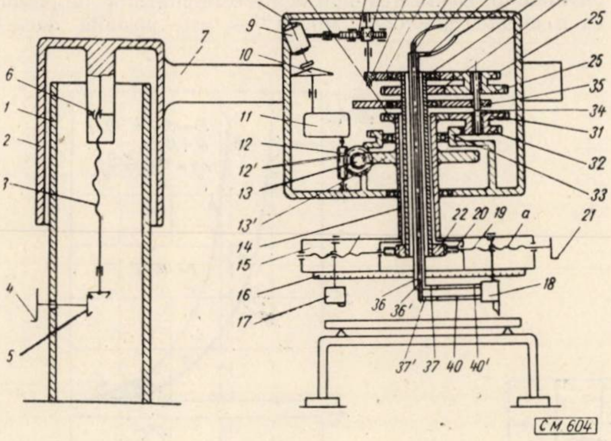


Fig. 1

Pentru obținerea unei turații constante la arborele cilindric *14* în partea superioară este fixată o roată dințată *30* angrenată de o roată *31* solidară cu un pinion *32* ce se rostogoleşte peste o coroană dințată *33* fixată de cutia cu angrenaje *8*. Roțile dințate *31* şi *32* au un ax comun *34* de rotație şi fixat pe un disc *35* ce se poate roti liber în jurul arborelui *23* pe care sînt montate şi roțile dințate *25* şi *26*. Concentric cu cei doi arbori cilindrici sînt montate două conducte *36* şi *36′* terminate la ambele extremități cu nişte ştuțuri *37*, *37′* şi *38*, *38′*, la care se racordează nişte furtunuri *39*, *39′* şi *40*, *40′* pentru transportul oxigenului şi al acetilenei la portarzător.

Maşina prezintă următoarele avantaje :

— elimină pericolul de ardere a materialului prin variația vitezei periferice a portarzătorului în funcție de grosimea discurilor decupate ;

— permite obținerea unor piese cu contur neted datorită utilizării străpungerii mecanice cu maşina electrică de găurit ;

— asigură turații diferite la portarzător în funcție de diametrul flanşei ;

— elimină timpii auxiliari de pregătire a semifabricatelor în vederea trasării prin fixarea directă a diametrului flanşei de decupat pe rigla gradată.

Documentare

Metode de supraalimentare pentru motoare Diesel în doi timpi de putere mare. G. Gyssler. În: Journal of Engineering for Power, aprilie, 1967.

La motoarele Diesel în doi timpi, alimentarea cu gaze de evacuare a suflantelor de supraalimentare se poate face prin impulsuri sau la presiune constantă. Supraalimentarea la presiune constantă este corespunzătoare pentru turbosuflantele cu un raport de destindere de 2,5 în cazul turbinei etajate sau avînd valoarea 3 în cazul turbinei cu admisie totală. Supraalimentarea conferă motorului o mai mare inerție față de variațiile momentului rezistent, dar determină o mărire a ancombramentului prin instalarea colectorului de gaze de evacuare. Eficiența supraalimentării poate fi sporită utilizîndu-se destinderea gazelor de evacuare într-o turbină cu două etaje sau un convertizor de impulsuri în cazul motorului în patru timpi.

Convertizorul de impulsuri este constituit dintr-un colector de forma unui ajutaj la care se cuplează conductele de evacuare ale cilindrilor.

În momentul evacuării, gazele se destind în ajutajul menționat, apărînd un efect de ejecție pentru cilindrii la care evacuarea are loc în momentul următor. Convertizorul uniformizează presiunea de admisie în turbină, îmbunătățind condițiile de funcționare.

În cazul motoarelor în doi timpi nu se poate obține în mod economic baleiajul cilindrilor numai prin efectul turbocompresorului cu gaze de evacuare. Pentru ca turbina să poată furniza o putere suficientă chiar la sarcină redusă sau după o anumită perioadă de funcționare, este necesar să se mărească avansul corespunzător evacuării, micşorîndu-se prin aceasta puterea efectivă a motorului.

Precomprimarea aerului trebuie efectuată printr-o pompă de baleiaj cuplată în serie sau în paralel cu turbocompresorul. Sistemul Curtis prevede o pompă în serie cu compresorul şi care ridică presiunea aerului evacuat din compresor cu circa 25%. Sistemul Sulzer a adoptat dispoziția în serie, dar funcțiunea pompei este îndeplinită de pistoane care, în timpul destinderii gazelor de evacuare, comprimă aerul la partea inferioară a carterului.

La sistemul Duplex, pompa de baleiaj este plasată înaintea compresorului şi prezintă dimensiuni mari dat fiind volumul specific mare al aerului. Cînd turbocompresorul şi pompa sînt plasate în paralel, pompa livrează aer într-o cameră plasată înaintea luminilor de baleiaj. Un sistem de supape asigură funcționarea în paralel la sarcini mari şi în serie la sarcini reduse.

Dispoziția menționată a fost modificată de Brown Boveri, introducîndu-se un ejector pe conducta de evacuare a compresorului. Ejectorul este străbătut de aerul comprimat de piston şi funcționează numai la sarcini reduse. La sarcini mari, aerul comprimat de piston trece direct la luminile de baleiaj.

Sistemul de supraalimentare cu turbocompresor cu două etaje reuneşte avantajele turbocompresorului cu impuls cu cele ale compresorului cu presiune constantă. La sarcini mari, cea mai mare parte a saltului de presiune este absorbit de turbina de presiune joasă, care funcționează la presiune constantă. Dacă sarcina e redusă, turbina de presiune înaltă utilizează aproape complet saltul de presiune.

Influența raportului de comprimare asupra caracteristicilor de pornire ale motoarelor Diesel cu cameră de ardere unitară. V. L. Kuperşmidt şi V. V. Efros. În: Traktori i selhozmaşini, nr. 1, 1968.

O metodă de îmbunătățire a caracteristicilor de pornire ale motoarelor Diesel constă în mărirea raportului de comprimare. De exemplu, pentru realizarea acestui deziderat la motorul AVDS—100, firma Continental utilizează pistoane cu reglare automată a raportului de comprimare. În funcționare acest parametru este egal cu 15, luînd la pornire valoarea 21, ceea ce micşorează limita de temperatură la pornire de la -8 la -32°C cînd se foloseşte combustibil Diesel şi de la 80 la 8°C cînd se foloseşte benzină.

Pentru studierea problemei, Institutul de cercetări ştiinţifice pentru echipamente auto a organizat încercări de pornire pe motorul de tractor D37M. Motorul a fost instalat într-o cameră frigorifică, în care s-au realizat temperaturi scăzute, măsurate, ca şi temperaturile organelor motorului, cu termocuple cromel-copel conectate la un potenţiometru PP. Pistoanele motorului s-au executat cu capul detaşabil, permiţînd modificarea volumului camerei de ardere. Bancul de probe a fost prevăzut cu o instalaţie de înregistrare, pentru urmărirea caracteristicilor de pornire. Pentru antrenarea motorului la pornire s-a utilizat un demaror electric de joasă tensiune, variaţia turaţiei de pornire fiind obţinută prin modificarea tensiunii de alimentare a demarorului. Încercările s-au efectuat cu combustibil tip 3 (GOST 3050—62), avînd cifra cetanică 30 şi cu ulei DSp—8.

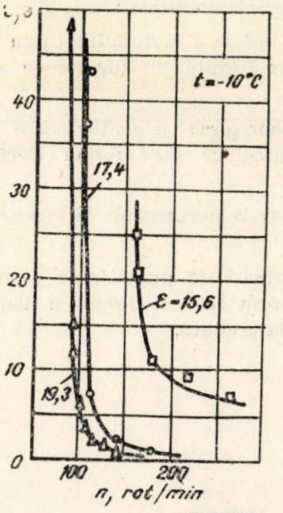


Fig. 1

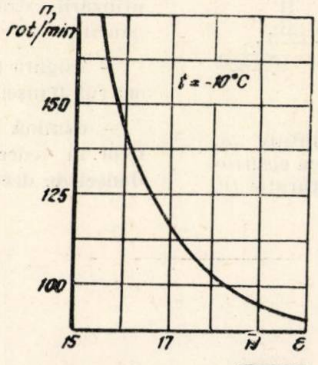


Fig. 2

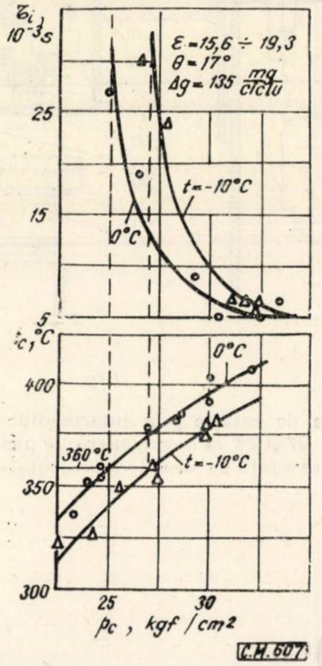


Fig. 3

Creşterea presiunii şi temperaturii la sfîrşitul comprimării a dus la îmbunătăţirea caracteristicilor de pornire (fig. 1). Astfel, dacă la raportul de comprimare $\varepsilon = 15{,}6$ pornirea a fost posibilă numai la turaţii ale arborelui cotit $n > 160$ rot/min, durata de pornire oscilînd între limitele $\tau = 7...21$ s, pentru $\varepsilon = 19{,}3$ pornirea s-a realizat la $n = 90 ... 140$ rot/min, durata de pornire scăzînd de la 15 la 1 s, în acest interval de turaţie.

La temperatura motorului şi a mediului înconjurător la care s-au executat încercările ($t = -10$°C), s-a constatat (fig. 2) că metoda este eficientă numai la creşterea raportului de comprimare de la 15,6 la 17,4, determinînd scăderea turaţiei de pornire cu 55 rot/min ; la creşterea raportului de comprimare între 17,4 şi 19,3 reducerea posibilă a turaţiei de pornire a fost de numai 15 rot/min. Această diferenţiere se datoreşte scăderii apreciabile a densităţii aerului admis în motor la rapoarte de comprimare ridicate ca urmare a creşterii substanţiale a presiunii la sfîrşitul comprimării, ducînd la înrăutăţirea condiţiilor de formare a amestecului şi de autoaprindere ; efectul este amplificat la turaţii mici de durata relativ mare a procesului de comprimare.

Rezultatele încercărilor efectuate la temperatura motorului şi a mediului înconjurător de 0 şi -10°C (fig. 3) pune în evidenţă influenţa presiunii la sfîrşitul comprimării p_c, determinată de mărirea raportului de comprimare, asupra duratei întîrzierii la autoaprindere la primul ciclu τ_i şi temperaturii la sfîrşitul comprimării t_c . În figura 3 s-a notat cu θ avansul la injecţie şi cu Δ_g — cantitatea de combustibil injectată pe ciclu. Se observă că la presiunea $p_c < 25$ kgf/cm² durata τ_i acuză o creştere considerabilă, ceea ce poate împiedica pornirea, iar la $p > (32-33)$ kgf/cm² durata τ_i nu mai este practic influenţată, caracteristicile de pornire putînd fi în continuare îmbunătăţite, de exemplu prin sporirea cifrei cetanice a combustibilului. Realizarea unui regim corespunzător de pornire, cu o durată $\tau_i = (20...30).10^{-3}$ s, este posibilă dacă în momentul declanşării injecţiei presiunea p_c este de 25—26 kgf/cm², respectiv 27—28 kgf/cm² pentru cele două valori ale temperaturii de încercare, temperatura t_c avînd valoarea medie de 360°C în ambele cazuri.

Maşini noi pentru cultivarea inului. V. G. Ghernikov. În : Traktorî i selhozmaşinî, nr. 1, 1968.

La uzina „Bejetkselmaş" s-a conceput o serie de maşini pentru mecanizarea lucrărilor de cultivare a inului.

Astfel, maşina LRM—2 serveşte la întinderea inului din snopi, operaţie realizată manual pînă în prezent. Maşina LRM—2 este antrenată de tractoare din clasa 0,6—1,4 t şi are o productivitate de 0,5 ha pe oră de schimb, prilejuind o reducere a timpului de lucru de 12,2 oameni-oră la ha, faţă de cazul operaţiei manuale.

Principalele componente ale maşinii LRM—2 sînt mecanismul de dozare a tulpinelor din snopi, mecanismul de formare a straturilor şi transportorul de întindere. Ele sînt repartizate în două secţii antrenate de o transmisie 2PTS—4M de tractor, întinderea inului realizîndu-se în două benzi. Operaţia se desfăşoară la deplasarea agregatului tractor-maşină, care este deservit de cinci lucrători inclusiv tractoristul. Doi lucrători dezleagă snopii şi îi aşază pe masa de alimentare. De aici snopii sînt trecuţi de alţi doi lucrători în mecanismul de dozare, care îi distribuie sub forma unei benzi continue cu grosimea de 40 mm. Banda este dirijată spre mecanismul de formare a straturilor, care continuă operaţia de distribuire a snopilor, reducînd grosimea benzii la 10 mm. Datorită vitezei sale mari de deplasare, transportorul de întindere subţiază banda la 5—6 mm şi o depune pe sol.

O altă nouă realizare, maşina tractată PT—1, este destinată pentru culesul paielor de in şi legarea în snopi sau formarea stogurilor în vederea uscării. Maşina PT—1 poate fi antrenată de tractoare DT—54, DT—20 sau T—20, asigurînd o creştere de 3—4 ori a productivităţii faţă de executare manuală a operației. În alcătuirea mașinii PT—1 intră tamburul de recoltare, transportorul de strîngere, egalizatorul paielor, aparatul de legare și transportorul de ieșire. Trecerea mașinii din poziția de deplasare în poziția de lucru și invers este efectuată de un sistem hidraulic format din distribuitor, cilindru hidraulic, dispozitiv de blocare și conducte de înaltă presiune. Pentru asigurarea unei maniabilități corespunzătoare, mașina este prevăzută cu mecanism de direcție propriu. Alimentarea mașinii PT—1 se face de la o mașină de întindere a inului, funcționarea fiind comandată de un singur lucrător în afara tractoristului.

Pentru aceeași destinație s-a creat mașina suspendată PTN—1, cuplată cu tractoare DT—20. Mașina PTN—1 cuprinde instalația de recoltare și transport, aparatul de legare și egalizatorul paielor. Ea este deservită chiar de tractorist. Viteza de deplasare a mașinii PTN — 1 este de 5—6,5 km/h, iar productivitatea de 0,66—1 ha/h.

Cuplaj elastic. În : Rivista di Mecanica, nr. 393, 1967.

Cuplajul elastic din figura 1 (Stromag-Axiflex) servește pentru cuplarea a doi arbori ai unei transmisii.

Este format din două semicuple din oțel, fiecare fiind înzestrată cu cîte trei axe avînd o extremitate canelată și introdusă prin presare în orificii de diametru corespunzător.

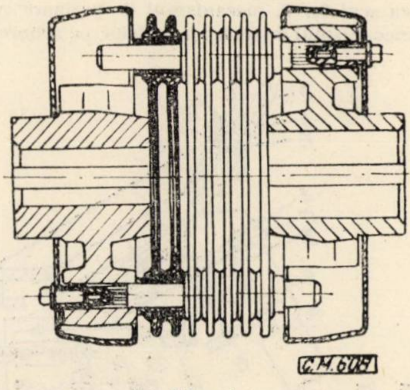


Fig. 1

Pe axele menționate sînt montate o serie de inele elastice din Perbunan. Fiecare inel elastic posedă șase orificii prevăzute cu cîte un manșon metalic încorporat în materialul inelului.

Inelele necesare sînt înșirate pe șase tuburi din alamă, de lungime corespunzătoare, și prevăzute la extremități cu cîte o bordură.

Cele trei axe montate pe fiecare semicuplă sînt introduse cu un capăt sau cu celălalt în tuburile de alamă corespunzătoare. Fiecare din cele două semicuple este acoperită apoi cu o carcasă de protecție din oțel.

Cuplajul elastic considerat este insensibil la împingeri axiale, aspect foarte important, de exemplu, în cazul transmisiilor motoarelor cu rotor deplasabil.

În plus, poate acoperi elastic deplasările radiale și unghiulare ale arborilor transmisiei, conservîndu-și această proprietate chiar la turații mari.

Cele două jumătăți ale cuplajului sînt izolate electric; cuplajul nu necesită nici o întreținere specială.

Se realizează în 12 dimensiuni, de la 0,5 la 75 kgf m. Pentru toate dimensiunile constructive se utilizează numai patru mărimi de inele elastice, dimensiunile intermediare deosebindu-se prin numărul diferit de inele.

Ultimele noutăți în legătură cu motorul Wankel. În : Antriebstechnik, iunie, 1967.

Întreprinderile Fichtel und Sachs au realizat pe bază de licență, după motorul NSU Wankel, un motor pentru utilizări industriale , KM 37.

Noul motor prezintă o cilindree de 108 cm^3 și dezvoltă 6,5 CP la 5 500 rot/min. Lipsind sistemul de răcire, construcția este compactă, greutatea redusă (15,5 kgf), iar întreținerea foarte ușoară. Cele două inele de etanșare plasate pe arbore sînt realizate dintr-un elastomer de fluor, Viton (fig. 1, *1* — colivie metalică, *2* — buză de etanșare, *3* — resort).

Starea inelelor de etanșare este perfectă chiar după 1 300 ore de funcționare la 4 000—5 500 rot/min și o temperatură de 170°C.

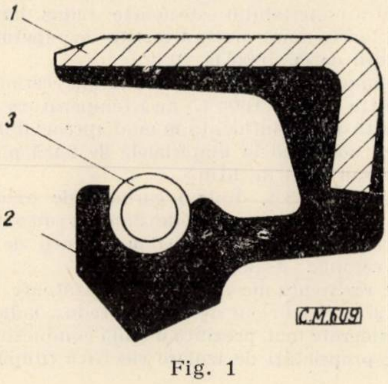


Fig. 1

Motorul funcționează fără vibrații și unește simplitatea constructivă a motorului în doi timpi cu uniformitatea de funcționare a celui în patru timpi. Dimensiunile reduse și forma de tambur înlesnesc instalarea pentru acționarea pompelor, ferăstraielor circulare, instalațiilor de răcire etc.

Aprinderea se face cu ajutorul unei bujii WD 340T 34S — Bosch fără electrod auxiliar, folosite de obicei la turismele NSU cu motor Wankel.

Depunerile pe paletele turbinelor cu vapori. P. J. Hoppe În : Power Engineering, septembrie, 1967.

Necesitatea de a limita costul instalațiilor unei centrale termoelectrice cu turbine cu vapori, de putere redusă, determină — în mod normal — adoptarea unor dispozitive de demineralizare a apei de o eficiență mai redusă. Datorită acestui fapt, impuritățile conținute în apa recirculată se depun provocînd incrustații pe paletele turbinelor.

Formarea depunerilor poate fi supravegheată din exterior prin măsurarea variațiilor de presiune la trecerea printr-un singur sau mai multe etaje ale turbinei. Creșterea grosimii stratului de depuneri determină totodată reducerea randamentului termic și a debitului absorbit la aceeași presiune.

Procesul de depunere este foarte lent, astfel încît compararea succesivă a valorilor parametrilor caracteristici trebuie să se facă la intervale de timp suficient de lungi.

În general, depunerile solubile sînt formate din săruri de calciu, sodiu și magneziu, transportate sub formă de particule solide ; siliciul — transportat sub formă de vapori — determină depuneri insolubile.

Formarea depunerilor metalice, foarte corosive, trebuie evitată adoptînd o metodă adecvată pentru tratarea apei.

Înlăturarea straturilor de incrustații — în cazul cînd acestea sînt solubile — se realizează prin spălarea turbinei cu vapori saturați avînd o viteză de scurgere redusă.

Depunerile insolubile sau metalice pot fi parțial înlăturate cu ajutorul unui material abraziv : reziduuri vegetale uscate măcinate și pulbere din oxid de aluminiu pentru curățarea finală.

Materiale ceramice cu mare rezistență la șoc termic. În : Engineers, Digest, vol. 28, nr. 9.

Încă de acum cîțiva ani se știe că un adaos de circa 10% — în greutate — de bioxid de titan într-un material ceramic format din oxid de aluminiu și bioxid de siliciu îi mărește rezistența la variații repetate ale temperaturii.

S-a constatat, de curînd, că unii compuși ternari de acest fel — cu un procent mărit de bioxid de titan — prezintă o rezistență excepțională la șoc termic și o rezistență superioară, compoziția chimică a materialului și temperatura de elaborare permiţind varierea între limite largi a caracteristicilor menţionate. În plus, materialul considerat permite utilizarea — ca materie primă — a unui însemnat procent de material plastic sub formă de caolinită.

Compoziţia (brevet englez nr. 1.081.142) comportă o parte — în greutate — de oxid de aluminiu, între 0,05 şi 1,5 părţi bioxid de siliciu şi de la 0,5 la 1,5 părţi bioxid de titan.

În zona considerată a sistemului ternar, coeficientul de dilatare termică a materialului este foarte redus, iar rezistenţa la şoc termic foarte mare, putînd rezista la repetate reduceri ale temperaturii de la 1000 la 20°C.

Datorită compoziţiei lor, noile materiale ceramice pot fi vitrificate (între 1400 şi 1600°C) însă temperatura de coacere poate fi coborîtă fără a influenţa în mod apreaciabil rezistenţa la şoc termic, adăugind la materialele de bază pînă la 12% oxid de zinc sau oxid de litiu.

Adaosul pînă la 48% dintr-o carbură de oxid refractar (de exemplu, oxid de toriu, oxid de zirconiu sau oxid de itriu) permite ridicarea substanţială a temperaturii de folosire a materialului ceramic respectiv.

În afară de rezistenţa mecanică corespunzătoare, rezistenţa la şoc termic şi un coeficient de dilatare redus, noile materiale ceramice considerate mai prezintă o bună conductibilitate termică şi utile proprietăţi de izolare electrică (după o coacere oxidantă).

Echilibrarea dinamică a rotoarelor turbomaşinilor. Y. N Chen. În: Rivista di Ingegneria, nr. 12, 1967.

În general, echilibrarea dinamică în uzină se realizează la turaţie redusă. Pentru rotoarele funcţionînd în exploatare între prima şi a doua turaţie critică este necesar ca, după terminarea montajului, să se realizeze o serie de încercări la turaţia de regim; aceste încercări comportă determinarea numai a unor parametri mecanici.

Metoda coeficienţilor de influenţă — prezentată în continuare — necesită numai trei încercări la turaţia de regim, măsurîndu-se unghiuri şi deplasări.

Se face ipoteza că momentele de echilibrare sînt determinate de două mase concentrate în două plane, normale pe axa de rotaţie, plasate la extremităţile rotorului.

Se determină în amplitudine şi fază deplasările arborelui datorită momentelor de echilibrare.

Se notează cu indicii *I* şi *II* planele în care se presupune concentrate masele de echilibrare şi se definesc patru coeficienţi sub forma unor numere complexe.

α_I — vibraţia determinată în lagărul alăturat planului *I* de o masă unitară situată în planul *I*;

α_{II} — vibraţie determinată în lagărul *I* de o masă unitară situată în planul *II*;

β_I şi β_{II} — coeficienţi de influenţă pentru lagărul *II* definiţi ca şi coeficienţii α.

Dacă se notează cu U_I şi U_{II} valorile maselor de dezechilibrare necunoscute, amplitudinea vibraţiilor în lagărele *I* şi *II* sînt date de expresiile:

$$A_0 = \alpha_I \cdot U_I + \alpha_{II} \cdot U_{II}, \tag{1}$$

$$B_0 = \beta_I \cdot U_I + \beta_{II} \cdot U_{II}. \tag{2}$$

Fiind determinaţi coeficienţii de influenţă complexă α şi β, valorile maselor de dezechilibrare pot fi calculate analitic.

Se măsoară, în primul rînd, în amplitudine şi fază vibraţiile A_0 şi B_0. Se adaugă apoi prima în planul *I* şi după aceea, în planul *II*, astfel încît să nu se determine o excesivă amplificare a vibraţiei. Se obţin astfel vibraţii ce pot fi exprimate sub forma unor numere complexe A_I, B_I şi A_{II}, B_{II}. Coeficienţii de influenţă pot fi puşi sub forma unor diferenţe vectoriale:

$$\alpha_I = A_I - A_0;$$

$$\alpha_{II} = A_{II} - A_0;$$

$$\beta_I = B_I - B_0;$$

$$\beta_{II} = B_{II} - B_0.$$

În mod normal, vibraţiile arborelui în lagăre prezintă o amplitudine variabilă, fiind necesar să se introducă în ecuaţiile (1) şi (2) valorile medii respective. Se obţin deci rezultate inexacte.

Aplicînd totuşi metoda în mod iterativ, se poate ajunge la eliminarea practică a vibraţiilor.

Cap de forţă cu schimbarea automată a sculei. V. D. Zoţov V. N. Iurin şi P. S. Ergraşin. În: Stanki i instrument, nr. 1, 1968.

În uzinele cu producţie de serie mică se utilizează frecvent maşini-unelte cu comandă program. Printre acestea un loc important revine maşinilor cu schimbarea automată a sculelor, de exemplu maşini de găurit şi alezat cu comandă program poziţională.

Pentru astfel de maşini s-a realizat un cap de forţă destinat operaţiilor de găurire, strunjire exterioară, zencuire, alezare, filetare şi frezare. Turaţia arborelui capului poate varia între 36 şi 2 000 rot/min, în 36 trepte. Compartimentul de încărcare a sculelor se roteşte cu 0,8 rot/min, durata de schimbare a unei scule fiind de 6—8 s.

Arborele *21* (fig. 1) al capului de forţă este antrenat de electromotorul de curent continuu *18*, de 4,5 kW, prin intermediul cutiei de viteze *22* cu patru trepte, care se comută prin acţionarea celor patru cuplaje electromagnetice *23*. Instalaţia pentru schimbarea sculelor comportă compartimentul de încărcare *6*, transmisia acestuia, traductorul *7* pentru selecţionarea sculelor *8*, mecanismul de preluare cu pîrghiile *25* şi *26* şi mecanismul de fixare a sculelor pe arborele capului.

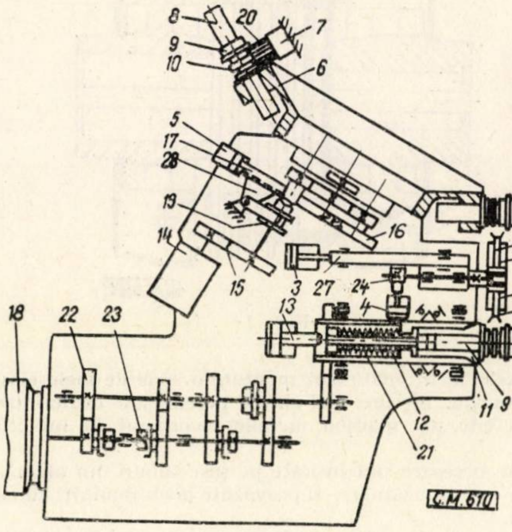


Fig. 1

Compartimentul *6* cuprinde douăsprezece locaşe pentru scule, suprafaţa de aşezare a acestora — înclinată cu 60° faţă de axa compartimentului — fiind paralelă cu axa arborelui. Mişcarea compartimentului este periodic comandată de motorul pneumatic *14* prin intermediul reductorului *15*. Sculele sînt montate în mandrine şi strînse cu o bucşă filetată, avînd caneluri circulare la exterior; cu ajutorul canelurilor se realizează deplasarea de către mecanismul de preluare. La schimbare, coada cilindrică a mandrinelor este fixată în universalul *11* al arborelui. Fixarea este asigurată de setul de arcuri *12*, iar desprinderea — de cilindrul hidraulic *13*.

Capul de forţă lucrează după programul elaborat pe benzi perforate cu cinci piste, de 35 mm lăţime. Pentru schimbarea automată a unei scule, locaşul compartimentului *6* care conţine această sculă este adus în poziţia de preluare în timpul operaţiei anterioare. La transmiterea comenzii elaborate pe banda perforată, aerul comprimat de la o reţea de 4--6 at acţionează cilindrii pneumatici *1* şi *2*. Pistoanele respective deplasează pîrghiile *26* şi *25* ale mecanismului de preluare, care prind în acelaşi timp mandrina *9* a sculei fixate pe arbore şi a celei aflate în compartiment, în poziţia de preluare. Totodată, cilindrul hidraulic *13* eliberează mandrina *9* a sculei prinse în universalul *11*. Cînd pistoanele cilindrilor pneumatici *1* şi *2* ajung la capătul cursei, aerul comprimat pătrunde în camera din stînga a cilindrului pneumatic *3*. Pistonul acestuia deplasează tija *27* care susţine pîrghiile *26* şi *25*, scoţînd astfel cele două scule din universalul *11*, respectiv din compartimentul de încărcare. La sfîrşitul deplasării tijei *27* aerul comprimat este trimis în cilindrul pneumatic *4*; tija pistonului acestuia este prelucrată sub formă de cremalieră, angrenată cu roata dinţată *24*. Ca urmare, la deplasarea pistonului cilindrului pneumatic *4*, tija *27* este rotită cu 180°, împreună cu pîrghiile *26* şi *25* şi cu cele două scule prinse de pîrghii. În continuare, cilindrii *3*, *13*, *1* şi *2* sînt acţionaţi invers, determinînd fixarea noii scule în universalul *11* şi aşezarea sculei cu care s-a executat operaţia precedentă în compartimentul de încărcare.

Deplasarea pistonului cilindrului pneumatic *4* în sens invers comandă aducerea mecanismului de preluare în poziţia iniţială. O dată cu aceasta, aerul comprimat pune în mişcare pistonul cilindrului pneumatic *5*, scoţînd fixatorul *17* din canelura discului divizor *16* în care se afla. Deplasarea fixatorului *17* este însoţită de rotirea sectorului dinţat *28*, care determină strîngerea cuplajului *19*. La conectarea motorului pneumatic *14* se realizează rotirea compartimentului de încărcare. În cursul rotirii, ştifturile *20* ale traductorului *7* alunecă de-a lungul mandrinelor *9* a celorlalte scule. Contactul corespunzător selectării sculei necesare pentru operaţia următoare se stabileşte prin canelura de semnal *10*. Cînd această sculă, sesizată de traductor, ajunge în poziţia de preluare, aerul comprimat comandă deplasarea inversă a pistonului cilindrului pneumatic *5*, astfel încît fixatorul intră într-o nouă canelură a discului divizor *16* şi mişcarea compartimentului de încărcare încetează.

Sisteme de fixare antivibratorii pentru maşinile-unelte. In: Outils — Outillages, aprilie, 1967.

Suspensia elastică a maşinilor se aplică, în prezent, în mod obişnuit, dar eficienţa acestei suspensii este funcţie de alegerea corespunzătoare a unei soluţii adecvate. Există un mare număr de modele de suporturi elastice care pot fi utilizate pentru diverse tipuri de maşini-unelte şi în condiţii diferite de exploatare. Astfel, suporturile tampon sînt formate din blocuri de cauciuc cu talpă rectangulară sau circulară, suprafeţele de sprijin fiind plane şi paralele. Suporturile bloc sînt asemănătoare însă prevăzute cu o armătură metalică cu tija filetată sau orificiu pentru trecerea bulonului de fundaţie.

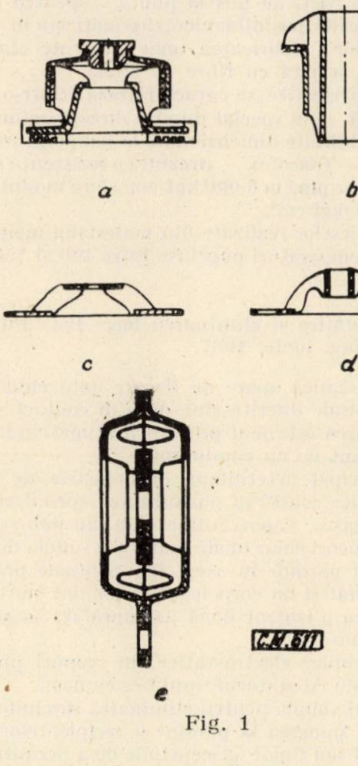


Fig. 1

Suporturile cu corp cilindric sînt formate dintr-un manşon de cauciuc aderent la o armătură metalică tubulară.

În figura 1, *a* apare un astfel de suport cu armătura centrală uşor conică, utilizabil în cazul sarcinilor mari. Suportul din figura 1, *b* este încastrat în structura portantă şi nu necesită ridicarea completă a maşinii.

Suporturile de echifrecvenţă au o structură cu flexibilitate aproape identică în orice direcţie; tipul din figura 1, *c* este format din două armături circulare plane legate printr-o coroană de cauciuc. În figura 1, *d* apare un suport de echifrecvenţă cu armătură centrală tubulară, cu mare flexibilitate axială, corespunzător pentru aparatura uşoară şi sensibilă. În figura 1, *e* se prezintă un suport special antivibrator pentru aparataj uşor montat pe perete vertical.

Laminor pentru realizarea inelelor fără sudură. In: Rivista di Meccanica, nr. 417, 1968.

În R.F.G. s-a realizat (Rheinstahl Wagner Werkzeugmaschinenfabrik — Dortmund) o instalaţie pentru realizarea inelelor fără sudură, în serie mare, cu comandă automată sau semiautomată.

Instalaţia poate realiza inele de tipul celor folosite la fabricarea lagărelor, a schimbătoarelor de viteze pentru automobile etc., permiţînd fabricarea profilelor complexe şi lăsînd pe piesa finită un adaos foarte redus pentru prelucrarea ulterioară.

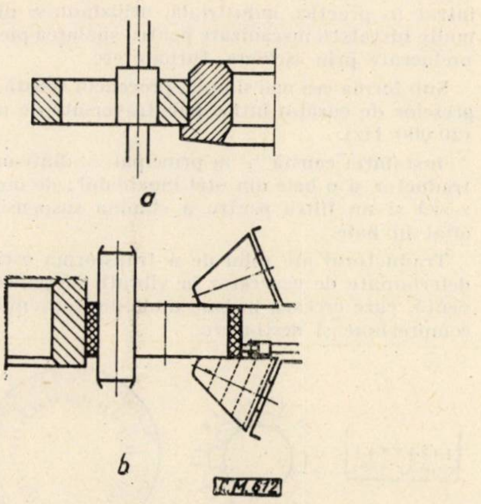


Fig. 1

În general, instalaţia comportă: un dispozitiv pentru transportul materialului, un cuptor cu inducţie pentru încălzire, o presă cu foarfece pentru formarea iniţială, un laminor pentru formare şi o presă de calibrare.

Laminorul poate fi de două tipuri diferite (RW şi RAW); pe primul, piesa brută este prelucrată în sens radial (fig. 1, *a*), iar pe al doilea se realizează prelucrarea axială şi radială (fig, 1, *b*).

Tipul RW este realizat în zece modele pe care se pot monta trei mandrine diferite pentru laminare; cu mandrina de diametru intermediar (95—275 mm) se pot lamina inele cu diametrul exterior maxim de 1 120—6 000 mm (minimum 230—610 mm), grosimea finală minimă de 10—25 mm şi grosimea axială maximă de 225—630 mm. Tipul RAW este fabricat tot în zece inele cu trei mandrine.

Încercări pentru utilizarea ultrasunetelor la laminarea metalelor. În: Rivista di Ingegneria, nr. 11, 1967.

Încercările au avut loc la Pittsburg şi au fost realizate de către Întreprinderile Westinghouse.

Utilizînd vibraţii ultrasonice, dispoziţia atomilor în metal este variată pînă la de 20 000 ori pe secundă în timpul procesului de laminare.

Experiențele au avut drept scop verificarea următoarelor aspecte în legătură cu utilizarea ultrasunetelor la laminarea metalelor: reducerea energiei de deformare a metalului; reducerea temperaturii de prelucrare; laminarea materialelor de grosimi reduse; apariția unor noi structuri și posibilitatea laminării unor aliaje considerate pînă în prezent nelaminabile.

S-a constatat că vibrațiile de frecvență acustică reduc frecările dintre metalul de prelucrat și suprafața cu care vine în contact în timpul operației de deformare; se reduce astfel puterea necesară pentru realizarea unei deformații considerate. În plus, vibrațiile reduc în mod substanțial forța necesară pentru deplasarea masei de metal.

Studiile în curs de realizare se referă la laminarea aluminiului, cuprului, plumbului, oțelului; s-a și constatat posibilitatea de reducere cu 65% a eforturilor necesare pentru laminarea aluminiului. În cazul oțelului, frecările prezintă o pondere mai redusă în cadrul eforturilor ce apar la laminare și, în consecință, se întrevăd rezultate mai puțin interesante decît în cazul aluminiului.

În general, trebuie menționat că, din punct de vedere teoretic, se preconizează o reducere cu 90% a sarcinilor ce apar la laminarea tablelor subțiri, prin utilizarea ultrasuntelor.

Spălarea și degresarea industrială cu ajutorul ultrasunetelor. J. E. Sandford. În: American Machinist, nr. 4, vol. 110.

În prezent, spălarea pieselor cu ajutorul ultrasunetelor a intrat în practica industrială, utilizîndu-se din ce în ce mai multe instalații mecanizate pentru spălarea pieselor matrițate, prelucrate prin așchiere, turnate etc.

Sub forma cea mai simplă, procedeul constă în introducerea pieselor de curățat într-o baie traversată de unde ultrasonice (20 000 Hz).

Instalația constă — în principal — dintr-un generator, un traductor și o baie din oțel inoxidabil; de multe ori se utilizează și un filtru pentru a elimina suspensiile din lichidul aflat în baie.

Traductorul are rolul de a transforma oscilațiile electrice determinate de generator în vibrații mecanice de înaltă frecvență, care creează în baie unde de frecvență ultrasonică de compresiune și destindere.

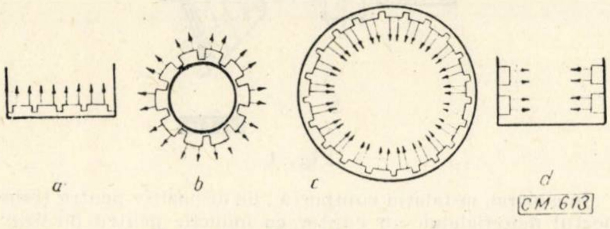


Fig. 1

În figura 1 apar cîteva forme diferite de traductoare (fig. 1, *a* — traductor cu emisiune paralelă, fig. 1, *b* — cu emisiune divergentă, fig. 1, *c* — cu emisiune convergentă și fig. 1, *d* — traductoare opuse).

În figura 2 se prezintă principiul funcțional al instalației de spălare cu ultrasunete. Astfel, undele sonice *1*, determinate de traductorul *2*, sînt reflectate de suprafața *3* a lichidului din baie înapoi către traductorul cu emisiune paralelă situat pe fundul băii; fenomenul prezintă un caracter continuu și dă naștere unei unde de rezonanță a cărei frecvență este funcție de adîncimea băii și de piesa de curățat *4*.

În faza de depresiune a undei se formează, în masa lichidă, o serie de bule de vapori și, datorită succesiunii rapide de unde de compresiune și de destindere, apare fenomenul de cavitație (fig. 2, *5* — bule de cavitație).

Fenomenul face astfel posibilă curățarea piesei chiar în cazul cînd aceasta prezintă orificii foarte înguste.

Încercările făcute pentru a determina eficiența metodei de spălare cu utrasunete au fost concludente. S-a constatat astfel că, prin spălare cu solvenți sub presiune, se poate îndepărta circa 14% din impuritățile aflate pe suprafața piesei; prin agitare în petrol se îndepărtează 30% din impurități; cu vapori de tricloretilen 35%; spălarea cu solvenți permite îndepărtarea a 92% din impurități. Utilizarea ultrasunetelor, cu o soluție de detergenți în apă, are drept rezultat înlăturarea a 99,5% din impurități. După aplicarea ultrasunetelor este necesară întotdeauna o clătire energică pentru a îndepărta particulele dislocate.

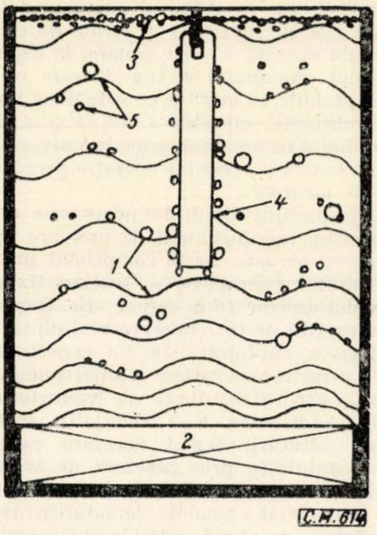


Fig. 2

Elemente elastice din material sintetic armat cu fibre de sticlă. În: Die Technik, septembrie, 1967.

Întreprinderile AEG au pus la punct — pentru utilizarea în cadrul construcției mașinilor electrice mari sau în domeniul tehnicii vibrațiilor — fabricarea unor elemente elastice din rășină epoxidică armată cu fibre de sticlă.

Noile elemente elastice se caracterizează printr-o mare rezistență mecanică — în special după o direcție anumită — și printr-o bună stabilitate dimensională la temperaturi ridicate.

Noul material — Glasotex — prezintă o rezistență la încovoiere ce poate ajunge pînă la 8 000 kgf/cm^2 și un modul de elasticitate la 260 000 kgf/cm^2.

Proprietățile pieselor realizate din materialul menționat nu sînt afectate la temperaturi cuprinse între 100 și 150°C.

Sarcinile electrostatice și eliminarea lor. În: Power and Works Engineering, iunie, 1967.

Electricitatea statică apare de fiecare dată cînd două suprafețe din materiale diferite sînt puse în contact și apoi se separă. Electrizarea este mai puternică atunci cînd se separă un material izolant de un conductor.

Pericolul principal determinat în industrie de existența electricității statice constă în posibilitatea aprinderii amestecului de aer cu gaze, vapori inflamabili sau pulberi din materii organice. Uneori chiar unele materiale solide, de exemplu explozivii, se pot aprinde în acest fel. Scînteile pot apărea între un corp izolat și un corp legat la pămînt sau în lungul suprafeței unui corp izolant dacă pe suprafața sa se concentrează sarcini opuse.

Decelarea sarcinilor electrostatice, în scopuri practice, se face în mod simplu cu ajutorul unui bec cu neon.

Metoda cea mai simplă pentru eliminarea sarcinilor electrostatice constă în punerea la pămînt a recipientelor metalice conținînd pulberi sau fluide susceptibile de a permite apariția fenomenului.

În cazul unui transportor se pun la pămînt rolele respective, iar pînza sa trebuie realizată din material special (antielectrostatic) și acoperită cu un amestec de apă cu glicerină sau grafit.

Formarea sarcinilor electrostatice poate fi împiedicată prin umezirea mediului ambiant, fapt ce poate dăuna unor anumite materiale. În acest caz se recurge la ionizarea aerului uscat cu substanțe radioactive, sursa respectivă fiind ecranată pentru asigurarea protecției necesare (fig. 1, *a*).

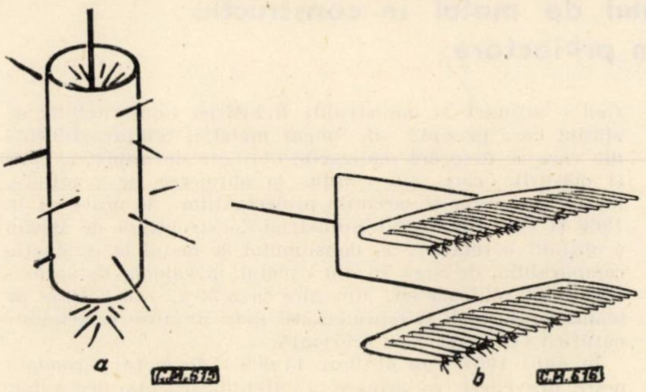


Fig. 1

Ionizarea aerului se poate obține și cu ajutorul unor dispozitive cu pieptene menținute la un potențial ridicat ; descărcarea prin efectul corona asigură ionizarea necesară (fig. 1, *b*). Metoda poate fi utilizată numai cînd nu există pericolul de incendiu.

Un instrument ultrasensibil pentru determinarea distanțelor. În : NBS — Technical News Bulletin, iunie, 1967.

Un nou instrument pentru determinarea distanțelor a fost realizat de curînd (NBS Institute for Basic Standards — S.U.A.).

Instrumentul este un ultramicrometru cu emisiune de cîmp și permite măsurarea distanțelor de la 10^{-3} la 10^{-6} cm, cu o precizie limitată numai de posibilitățile actuale de calibrare.

Ultramicrometrul comportă un sistem de electrozi cu emisiune de cîmp într-o cameră cu vid. Electrozii sînt conectați la un circuit de curent continuu, astfel încît un voltmetru de precizie montat în circuit indică o tensiune care este funcție directă — după teoria pusă la punct — de spațiul existent între electrozi.

Instrumentul va putea fi utilizat în cadrul unor aplicații diferite : ca instrument de determinare a solicitărilor prin măsurarea deformațiilor, ca celulă diferențială de dilatare termică, ca analizor (fără contact) pentru profile și contururi superficiale, pentru măsurarea diametrelor sferelor sau orificiilor etc. Funcționarea instrumentului în cadrul acestor aplicații rămîne însă aceeași. De exemplu, pentru analiza profilelor, o punte de emisiune a cîmpului formează un electrod (cu un potențial negativ mare), iar suprafața profilului considerat constituie cel de-al doilea electrod : pe măsură ce emițătorul de cîmp se deplasează pe suprafața profilului, variațiile de tensiune înregistrate indică variațiile de formă ale suprafeței. Distanța dintre emițător și suprafața profilului se exprimă în funcție de tensiunea măsurată cu ajutorul unor ecuații.

Dispozitivele folosite în prezent pentru măsurarea distanțelor mici sînt limitate în ce privește utilizarea, datorită necesității contactului fizic cu obiectul de măsurat și datorită sistemelor componente mecanice sau optice, sensibile la variații de temperatură. Noul instrument permite eliminarea incovenientelor menționate ; în plus, este în mod special utilizabil pentru măsurarea suprafețelor curbe. Un avantaj suplimentar îl constituie dimesiunile reduse ale palpatorului.

Un nou produs de mare eficiență pentru combaterea incendiilor. În : Die Technik, august, 1967.

La Lussaghet (Mont-de-Marsan-Franța) a fost realizată o experiență interesantă asupra dispozitivelor de evacuare a gazelor din rezervoarele unei rafinării.

În cadrul experienței trebuiau stinse flăcări de 100 m înălțime formate prin arderea gazelor combustibile, avînd un debit de 70 m³/s.

Flacările au putut fi stinse în 5 s, astfel cum se prevăzuse inițial, fără dificultăți, pulverizînd — cu ajutorul unui pulverizator metalic — un produs chimic adecvat ,,Bi-ex'', care nu este decît carbonat stabilizat.

Noul procedeu experimentat prezintă o mare importanță economică, constituind o măsură de mare eficiență pentru tehnica securității și asigurarea protecției numai în întreprinderile pentru extracția uleiurilor minerale, în rafinării și în depozitele de produse petroliere.

Produsul ,,Bi-ex'' este realizat de întreprinderile Solvay, are un preț redus și poate fi depozitat în bune condiții în vecinătatea sondelor de petrol etc.

Cronică

Probleme majore reieşite din consfătuirea organizată de M.I.C.M. — C.N.I.T. cu tema: ,,Reducerea consumului de metal în construcţia de maşini prin proiectare

Indicatorul de greutate specifică al maşinilor şi al utilajelor, în raport cu randamentul şi durata în exploatare, caracterizează sintetic unul din principalele aspecte ale evoluţiei tehnicii construcţiilor de maşini pe plan mondial. Tendinţa spre construirea unor utilaje care să realizeze performanţe de exploatare din ce în ce mai ridicate, dar avînd gabarite şi greutăţi din ce în ce mai mici, s-a manifestat consecvent ca o dovadă materială a progresului tehnic. Însăşi noţiunea de ,,concepţie inginerească" include ca element esenţial dimensionarea strînsă, bazată pe calcularea cît mai precisă a solicitărilor reale la care sînt supuse în exploatare diferite organe de maşini, pe folosirea intensivă, cu adoptarea unor coeficienţi de siguranţă bine verificaţi ai materialelor cu caracteristici fizice superioare, pe care tehnica, într-o continuă evoluţie, le-a pus şi le pune la dispoziţie constructorilor de maşini.

Această problemă de folosire cît mai raţională a materiilor prime, şi în special a metalului în industria construcţiilor de maşini, constituie sarcina economică centrală care decurge cu claritate dintr-o serie de documente elaborate de conducerea de partid şi de stat.

Astfel directivele date în mod cu totul deosebit la Plenara C.C. al P.C.R. din decembrie 1966 subliniază sarcinile care revin industriei constructoare de maşini în privinţa reducerii consumului de metal.

La lucrările acestei plenare, tov. secretar general Nicolae Ceauşescu arată : ,,La o serie de produse consumul de materiale şi în primul rînd de metal este mult mai ridicat decît în ţările avansate. Avem încă rezerve interne mari pentru reducerea consumului specific şi îmbunătăţirea performanţelor tehnice ale maşinilor, utilajelor şi instalaţiilor".

De asemenea, în continuare, la lucrările conferinţei naţionale s-a evidenţiat din nou importanţa reducerii consumului specific de metal şi ridicarea nivelului tehnic al maşinilor şi utilajelor produse în ţară.

Aceste indicaţii şi directive au constituit pentru conducerea şi lucrătorii Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, precum şi pentru colectivele din institute şi uzine, un ghid călăuzitor pentru desfăşurarea unei acţiuni ample şi continue, în vederea reducerii — pe toate căile — a consumului de metal, materia primă de bază în această ramură a economiei.

Astfel încă din trimestrul IV 1966 s-au analizat şi stabilit, cu uzinele şi institutele din M.I.C.M., principalele căi prin care să se acţioneze, rezultînd un ansamblu de măsuri complexe, de o amploare mult mai mare faţă de anii anteriori.

Cu acest prilej M.I.C.M. în colaborare cu C.N.I.T. a organizat în zilele de 26 şi 27 aprilie a.c. consfătuirea cu tema ,,reducerea consumului de metal în construcţia de maşini prin proiectare".

* * *

La această consfătuire au participat circa 150 delegaţi : constructori şefi, tehnologi şefi, metalurgi şi proiectanţi principali din majoritatea uzinelor cu pondere în consumul de metal, conducători, cercetători şi proiectanţi din toate institutele de cercetare şi de proiectare din cadrul Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, reprezentanţi ai Consiliului Naţional al Cercetării Ştiinţifice, reprezentanţi din alte ministere, din institutele politehnice etc. După cuvîntul de deschidere al tov. ing. C. Negoiţă (C.N.I.T.) a urmat prezentarea referatelor :

,,Sarcinile proiectanţilor din industria construcţiilor de maşini cu privire la economia de metal", de ing. *V. Actarian* — adjunct al ministrului Industriei Construcţiilor de Maşini care prezintă un bogat material tehnico-ştiinţific din care se desprind realizările obţinute de minister, căile şi măsurile care au condus la obţinerea de rezultate, măsuri de viitor şi sarcinile proiectanţilor. Se arată că în 1966 şi 1967 Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini a obţinut o reducere a consumului de metal la producţia comparabilă, de circa 70 000 t metal, în valoare de aproximativ 250 milioane lei, din care circa 55 % s-au obţinut pe seama proiectării şi reproiectării unor produse şi a îmbunătăţirii tehnologiei de fabricaţie.

În anul 1967 s-au obţinut 11 000 t de metal economii peste prevederi, ca urmare a intensificării reproiectărilor, aplicării unor măsuri tehnico-organizatorice şi a urmăririi periodice şi la toate nivelurile, luîndu-se măsuri suplimentare pe parcurs pentru rămînerile în urmă, în vederea obţinerii economiilor preconizate. S-a scos în evidenţă că acţiunea de valorificare superioară a materiilor prime, şi îndeosebi a metalului în construcţia de maşini, are un caracter continuu şi, pe anul 1968, sînt preconizate măsuri care să ducă la reducerea consumului de metal cu circa 3 % faţă de consumurile specifice realizate în anul 1967, la producţia comparabilă. În anii ce urmează s-a prevăzut de asemenea reducerea consumului specific de metal în tone pe milionul de lei cu 14,2 % în 1975 şi cu 13 % în 1980. Obţinerea de rezultate corespunzătoare faţă de aceste prevederi necesită ridicarea pe o treaptă din ce în ce superioară a măsurilor ce trebuie depistate şi aplicate, ceea ce face ca cercetărilor, oamenilor de ştiinţă, proiectanţilor etc. să le revină sarcini deosebit de importante în acest domeniu. Iată cîteva din recomandările adresate proiectanţilor :

Diversificarea producţiei în construcţia de maşini, bazată pe cercetarea soluţiilor tehnico-economice care să asigure competivitatea produselor noastre pe piaţa externă. Aplicarea în acest scop a mijloacelor de calcul moderne în stabilirea mai multor variante şi soluţii constructive şi alegerea celor mai corespunzătoare nivelului tehnic şi economic atins de ţările industriale înaintate. Folosirea de materiale, îndeosebi de oţeluri cu caracteristici fizico-mecanice superioare, stabilirea prin calcul a coeficienţilor de siguranţă raţionali prin care să se asigure atît economia de metal, cît şi rezistenţa la solicitări a organelor de maşini în exploatare. Proiectanţii vor trebui să ţină seamă de toate condiţiile care influenţează rezistenţa la oboseală a pieselor, ca : forma piesei (prezenţa gîtuirilor, racordărilor şi a altor concentratori de eforturi unitare), tensiuni interne remanente, calitatea suprafeţei, să ia în considerare proprietăţile plastice ale metalului la identificarea capacităţii portante a pieselor, cum şi ecruisajul metalului pentru secţiuni plane, circulare sau pătrate, care permite o mărire a capacităţii portante cu 30—40 %. Este bine ca înlăturarea rezervelor inutile de rezistenţă să se facă nu numai prin calcul, dar şi pe baza datelor experimentale obţinute la experimentarea prototipurilor maşinilor.

Concomitent cu aceste recomandări s-a pus un accent şi pe aplicarea unor măsuri care să scurteze ciclurile de punere în fabricaţie a prototipurilor cu performanţe superioare, organizarea controlului calitativ şi asigurarea de SDV-uri, extinderea capacităţii de încercare a prototipurilor, aplicarea de măsuri tensiometrice şi corectarea repartizării metalului în diferitele secţiuni ale pieselor şi produselor etc.

,,Soluţii constructive noi în proiectarea produselor de serie mică şi unicate", de ing. *I. Răduţ* — Uzinele

„23 August"—Bucureşti, cuprinde pe larg metodele şi măsurile aplicate în proiectare şi îmbunătăţirea tehnologiei de fabricaţie în anul 1967 la Uzinele „23 August" — Bucureşti, care au obţinut importante economii de metal la fabricaţia motoarelor cu combustie internă de 350 şi 700 CP, precum şi a familiei de locomotive echipate cu aceste motoare, cum şi fondul metodelor aplicate avînd la bază stabilirea prin calcul a coeficienţilor de siguranţă, aplicarea unor soluţii constructive noi în construcţia motoarelor etc.

„Reducerea consumului de metal prin proiectare în construcţiile de cazane", de ing. *R. Moţoc* — Centrul de cercetări şi proiectări cazane, tratează pe larg alegerea soluţiilor constructive cu performanţe optime în realizarea utilajelor energetice, urmărind şi economia de metal. Important de reţinut este aplicarea soluţiilor în construcţia de cazane, în special la părţi specifice, pe principiul suspendat, sistem prin care se obţin economii importante de metal la instalaţia cazanelor de abur industriale.

„Reducerea consumului de metal prin proiectarea pieselor turnate", de ing. *I. Cazacu*—Uzina „Tractorul"—Braşov, demonstrează cu lux de amănunte tehnice posibilităţile de reducere la minimum a consumului de metal, în turnarea pieselor cu mişcare rotativă şi a celor cu pereţi subţiri, arătînd că aceasta se poate obţine în special prin proiectarea corespunzătoare a tehnologiei de turnat.

„Reducerea consumului de metal în producţia pieselor forjate", de ing. *M. Codreanu* — Uzina de Autocamioane — Braşov, care analizează pe larg produsele care intră, pe faze de operaţii, la forjarea pieselor, începînd cu debitarea, trecînd prin analiza tehnică toate metodele de forjare şi recomandînd şi măsuri de reducere a consumului de metal pe diferite căi, dintre care cele mai eficiente sînt la debitarea semifabricatului şi la încălzirea metalului pentru forjă. De asemenea, recomandă metode avansate pentru debitarea şi forjare pieselor de serie.

În cadrul discuţiilor, la dezbaterea problemelor prezentate în referatele menţionate, au luat parte un număr important de participanţi, care în majoritate au arătat experienţa lor şi au venit cu unele propuneri, ca :

— Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini să intervină la Ministerul Industriei Metalurgice pentru clarificarea caracteristicilor produselor fabricate curent şi să pună la dispoziţia proiectanţilor cataloage actualizate din care să rezulte toate datele tehnice, destinaţia utilizării oţelurilor şi produselor siderurgice din fabricaţia curentă, după modelul cataloagelor din ţările cu industrie avansată (standardele în vigoare nu oferă aceste posibilităţi de cunoaştere şi informare pentru proiectanţi) pentru asimilarea de urgenţă a tablelor din oţeluri inoxidabile şi trecerea la fabricaţia lor curentă în ţară, pentru tipizarea mărcilor de oţeluri cu strîngerea cîmpului de calităţi şi dimensiuni, pentru extinderea fabricaţiei oţelurilor placate.

— Reglementarea producţiei de profile îndoite din bandă la M.I.M. — Uzina metalurgică — Iaşi pentru trecerea la folosirea pe scară mai largă a acestor materiale economice în construcţia de maşini.

— Dotarea neîntîrziată a unităţilor de proiectare cu mijloace moderne de calcul.

— Trecerea la o formă superioară a standardelor actuale care se referă la producţia de oţeluri şi laminate feroase, deoarece sînt rămase în urmă faţă de cele străine, atît ca formă, cît şi în conţinut.

— Dotarea uzinelor cu maşini speciale de debitat materialele la greutate pentru forjă şi mărirea parcului de maşini pentru forjarea de precizie.

— Stabilirea de indicatori sintetici de consum pe produs, comparativ cu produsele realizate în ţările avansate etc.

Din partea Consiliului Naţional al Cercetării Ştiinţifice, tov. consilier ing. *Alexandru Moga* a scos în evidenţă faptul că în problema metalului se discută de foarte multă vreme, dar nu s-a conturat încă o clarificare privind normele şi standardele care să pună cu claritate la dispoziţia proiectanţilor datele tehnice necesare, prin care să se asigure utilizarea oţelurilor, a aliajelor neferoase şi a înlocuitorilor (mase plastice). Aceste probleme trebuie să fie luate în studiu şi la Consiliul Naţional al Cercetării Ştiinţifice.

Planul de măsuri care a rezultat din această consfătuire trebuie să intereseze la un nivel superior ministerele cointeresate în economia de materiale.

* * *

Ca rezultat al lucrărilor consfătuirii, s-a alcătuit planul de măsuri ale cărui principale puncte sînt următoarele :

Analizarea de către toate uzinele şi institutele în cursul anului 1968 — comparativ cu realizările din ţările cu industrie înaintată — a tuturor produselor aflate la noi în fabricaţie curentă şi în curs de proiectare. Analiza se va efectua din punctul de vedere al consumului de metal pe produs, precum şi din punctul de vedere al performanţelor. Se vor stabili indici de consum net exprimaţi în unităţi specifice, comparativ cu cei străini (kg/CP, tone greutate pe tonă încărcătură etc.).

Selecţionarea produselor rămase în urmă din acest punct de vedere şi trecerea la reproiectare, dar după un program bine stabilit.

Efectuarea unor cercetări care să conducă la îmbunătăţirea performanţelor şi la reducerea greutăţii produselor asimilate pe bază de licenţă.

În vederea reducerii greutăţii proprii a produselor, la proiectare se vor folosi posibilităţile şi mijloacele create în ultimii ani de ştiinţa tehnică modernă (folosirea mijloacelor rapide de calcul, a mijloacelor de control, redistribuire, folosirea oţelurilor şi materialelor cu caracteristici fizico-mecanice superioare şi a soluţiilor constructive combinate, tipizări etc.).

Alegerea tehnologiilor moderne pentru execuţia produselor cu pierderi minime de metal.

Mărirea duratei de funcţionare a pieselor prin aplicarea tratamentelor chimice şi mecanice.

Studierea în cadrul ministerului a posibilităţii cointeresării cadrelor tehnice şi de execuţie, pentru ca prin activitate deosebită să se obţină economii suplimentare de metal şi de alte materiale deficitare.

Publicarea prin I.D.T. şi difuzarea la toate întreprinderile M.I.C.M. a materialului documentar (referate, intervenţii, propunerile participanţilor), inclusiv planul de măsuri.

Gheorghe Ionescu

Recenzii

P. CONSTANTINESCU ŞI A. NEMEŞ. **Controlul prin ultrasunete al metalelor şi îmbinărilor sudate.** Bucureşti, Ed. Ministerului de Construcţii pentru Industria Chimică şi Rafinării, 1967, 230 p.

Lucrarea prezintă un bogat material în problema controlului prin ultrasunete, organizat în şapte capitole.

O primă parte a lucrării se referă la noţiunile teoretice generale de fizica ultrasunetelor. Astfel, capitolul 1 se ocupă de elementele de bază ale acestei discipline : definirea, clasificarea şi interferenţa undelor, propagarea undelor ultrasonice, atenuarea undelor ultrasonice în medii reale. Capitolul 2 tratează producerea undelor ultrasonice, insistînd îndeosebi asupra oscilatoarelor şi palpatoarelor piezoelectrice.

O altă parte a lucrării este consacrată defectoscopiei prin ultrasunete.

Pentru început (capitolul 3) se analizează diferitele metode utilizate pentru controlul defectoscopic prin ultrasunete (metodele cu impuls reflectat şi transmis, metoda de rezonanţă şi metoda cu modulare de frecvenţă).

În continuare (capitolul 4) este descrisă aparatura necesară defectoscopiei ultrasonice, în strînsă legătură cu criteriile de alegere şi cu domeniul de aplicare. În afară de diferite tipuri de defectoscoape, sînt prezentate şi metodele de cuplare (stabilirea legăturii între palpator şi piesa examinată).

Capitolul 5 trece la defectoscopia ultrasonică a metalelor şi îmbinărilor sudate. După examinarea etaloanelor de referinţă şi a etalonării aparatelor ultrasonice, se abordează problemele indicaţiilor osciloscopice eronate şi perturbatoare. Dispozitivele auxiliare menite să uşureze controlul ultrasonic sînt urmate de precizarea modului de determinare a poziţiei, mărimii şi naturii defectelor. În final se tratează metodele de determinare a grosimii pereţilor diferitelor piese, cele de control al calităţii metalelor şi defectoscopia ultrasonică a îmbinărilor sudate cap la cap.

Organizarea defectoscopiei ultrasonice constituie obiectivul următor, dezvoltat în capitolul 6. Se dau indicaţii privind asigurarea spaţiilor corespunzătoare pentru control, dotarea cu aparate şi piese de schimb, pregătirea operaţiilor, durata controlului şi condiţiile climatice, în încheiere fiind expuse măsurile de protecţia muncii.

Ultima parte a lucrării (capitolul 7) se ocupă de eficienţa tehnico-economică a controlului prin ultrasunete, care este prezentată în comparaţie cu metoda radiaţiilor penetrante.

Lucrarea are caracterul unui îndrumar general asupra controlului prin ultrasunete — metodă modernă de control nedistructiv. Avînd la bază experienţa acumulată în diferite unităţi, printre care şi Laboratorul central al M.C.I.C.R., lucrarea cuprinde rezultate şi concluzii edificatoare, cum sînt cele obţinute la controlul îmbinărilor sudate cap la cap în cîteva ţări europene. Este utilă inginerilor, tehnicienilor şi fizicienilor din laboratoarele de încercare de metale, cadrelor tehnice din serviciile de control al calităţii, cercetătorilor din institutele tehnice.

INTERKAMA'68

DÜSSELDORF
9 — 15 Octombrie 1968

Tîrg de specialitate
şi congres

Interkama Düsseldorf prezintă pentru tehnica măsurării şi a automaticii, şi în special pentru electronică, pneumatică şi hidraulică, o ofertă internaţională pentru toate domeniile industriale şi de cercetare.

INTERKAMA

Informaţii: Düsseldorfer Messegesellschaft mbH
NOWEA — 4 Düsseldorf, Messegelände,
Tel. 4 40 41

1883

2Λ614
USSR - MOSCOW
STANKOIMPORT

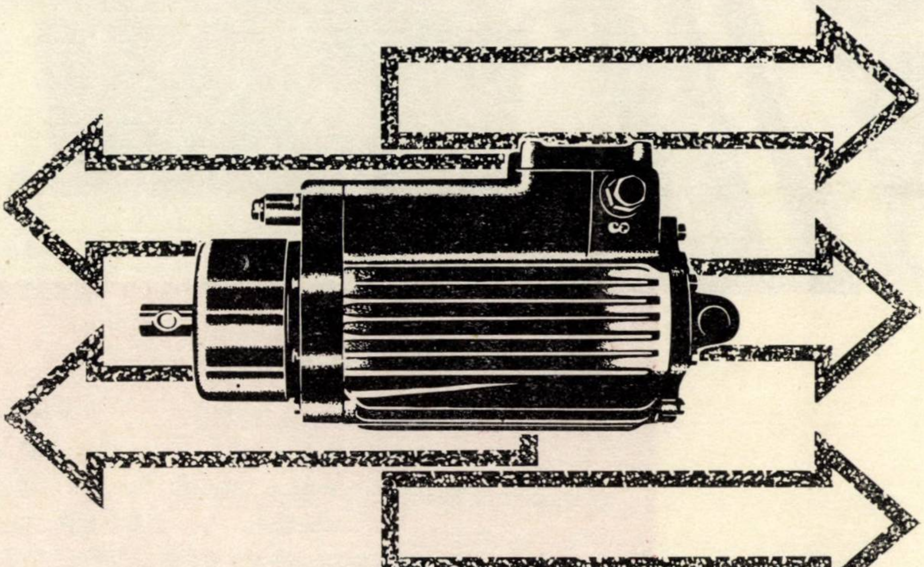
Maşină universală orizontală pentru găurire şi alezare 2L614

Diametrul arborelui extensibil	80 mm
Dimensiunile mesei	800 x 1 000 mm
Diametrul maxim de alezare	280 mm

Destinat pentru găurire, strunjire interioară, zencuire, alezarea orificiilor şi frezare plană cu freze frontale
Avansul poate fi modificat în procesul de aşchiere
Evaluarea coordonatelor de deplasare a păpuşii fixe şi a mesei se realizează cu riglă cu vernier
Planşaiba maşinii este prevăzută cu suport planetar
La cerere, montantul din spate se echipează cu bucşă cu diametrul orificiului de 80 mm.

Cererile se trimit la adresa:

V/O STANKOIMPORT, Moscova, G — 200, U.R.S.S.
Telefon: 44-21-32 Telex: 179



TRACŢIUNE ŞI ŞOC

Puterea, cursa şi durata pot fi adaptate în mare măsură, în cazul dispozitivelor noastre de acţionare electrohidraulice, condiţiilor de funcţionare. In funcţie de tip, cursa este de 50—160 mm. iar forţa de ridicare maximă de 12—250 kgf. Sînt posibile pînă la 2 000 de conectări pe oră. Ventile cursoare, întrerupătoare, cuplaje, mici prese şi diferite tipuri de dispozitive pot fi acţionate cu ajutorul acestor aparate compacte tip VEM, cum este de exemplu cazul la elementele de reglaj cu telecomandă.

VEM

VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

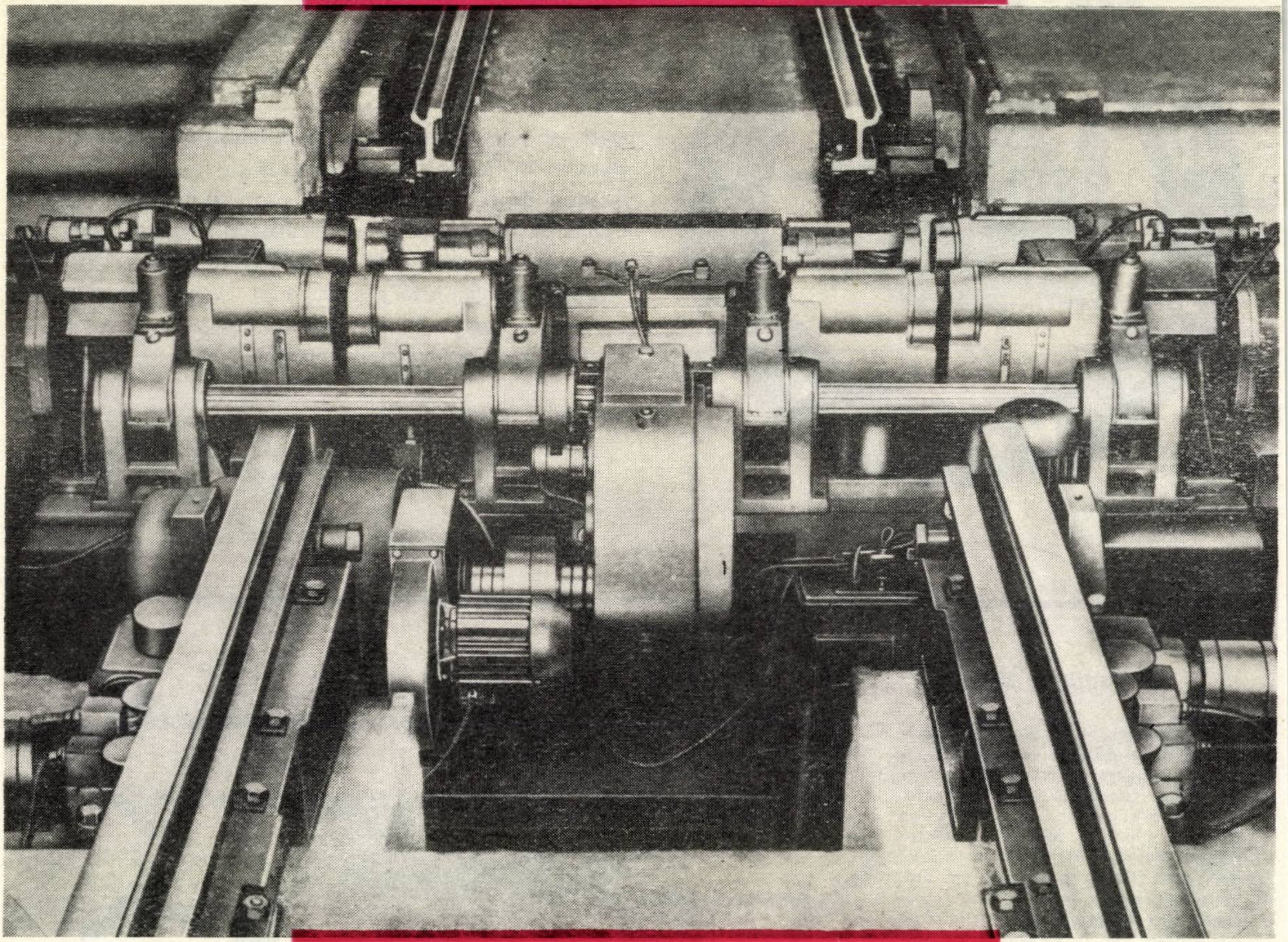
Exportator:
Deutscher Innen— und Aussenhandel

Elektrotechnik

104 Berlin, Chausseestrasse 111/112
Republica Democrată Germană

Informaţii la Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România, Secţia comercială, Bucureşti, Calea Dorobanţilor nr. 14

Strung special pentru osii montate, tip UGA-170



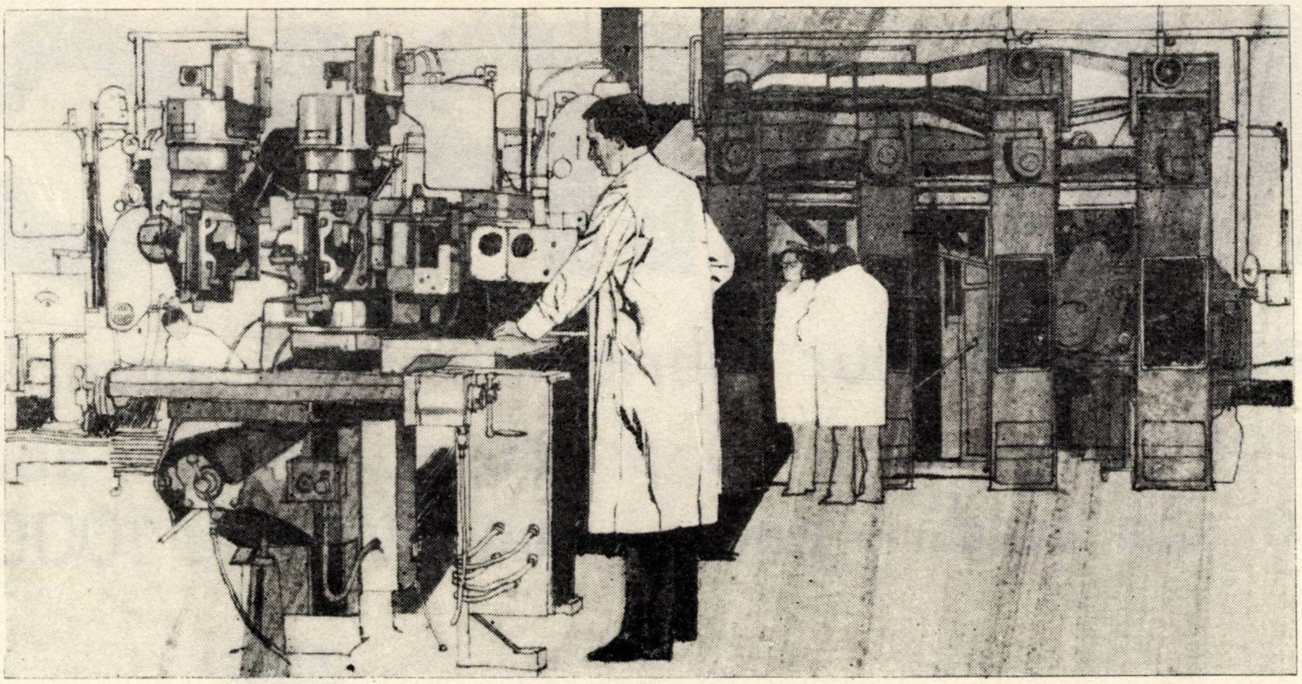
Caracteristici tehnice :

— lățimea căii .... 1 435 mm
— diametrul de strunjit....... 800-1 500 mm
— acționare : motor electric de 30 kW
turația 100-1 000 rot min
— dimensiuni de gabarit 4 200 2 300 1 950 mm
— greutatea.....................25 200 mm

Strungul UGA 170 reprezintă o nouă metodă de regenerare a profilelor osiilor montate. Prelucrarea profilului se face fără demontarea ansamblului vehiculului.

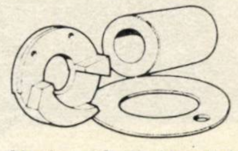
RAFAMET

Întreprindere de mașini-unelte.
Kuznia Raciborska, Polonia,
Telefon 21 ● Telex 033245



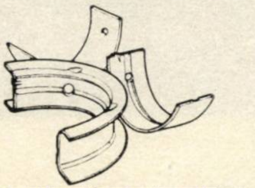
pentru concepţia cea mai avansată în prezent...

Glacier Metal Company se găseşte în fruntea activităţii de proiectare şi dezvoltare a lagărelor. Această poziţie este asigurată printr-o continuă activitate de cercetare. Tehnologii de la Glacier, lucrînd la problemele de viitor din domeniul lagărelor, au înzestrat industria mondială cu o gamă largă de formule constructive şi materiale noi. Produsele dezvoltate în laboratoarele Glacier formează cea mai cuprinzătoare gamă disponibilă de lagăre care sînt fabricate şi comercializate internaţional printr-o reţea de peste 130 licenţiari, reprezentanţi şi agenţi. **Bucşe Glacier.** Fabricaţia de precizie în cantităţi mari permite lui Glacier să ofere o gamă largă de lagăre de înaltă calitate la preţuri reduse. Acestea sînt realizate în dimensiuni metrice şi în ţoli de la 3 mm la 120 mm şi de la 1/8 "la 7", putînd fi livrate direct din stocurile existente, în trei tipuri. **Plumb bronz.** Pentru ungere cu ulei sau unsoare consistentă. **Glacier DU**. Pentru aplicaţii fără ungere funcţionînd eficient pe un mare interval de temperaturi. **Glacier DX.** Special realizate pentru aplicaţii cu preungere sau pentru condiţii de lubrificaţie minimă. O gamă de rondele pentru pivoţi şi semisfere este disponibilă în Glacier DU şi Glacier DX.



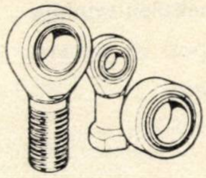
Glacier DQ şi Glacetal

Glacier DQ combină caracteristicile lagărelor mecanice şi uscate. Sînt disponibile în piese turnate sau prelucrate, bare sau tuburi. Glacetal material de minimă lubrificaţie pentru rondele de pivoţi şi piese similare



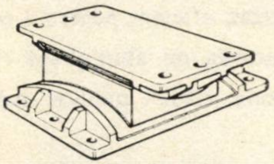
Cuzineţi reticulari subţiri din aluminiu pentru tracţiune

Cel mai echilibrat material de lagăre pentru încărcări mari, pentru motoare diesel şi cu benzină.



Dualign

Lagăre sferice şi capete de bară. Piese de foarte mare performanţă, înalt rezistente la coroziune, tolerează impurităţile, praful şi fluide.



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte, eficiente, care nu pretind lubrificaţie. Construcţie simplă care se pretează la mişcari în orice direcţie. Funcţionează îndelungat cu întreţinere minimă.

La cerere se poate obţine îndrumare pentru proiectare

...cele mai avansate lagăre

GLACIER

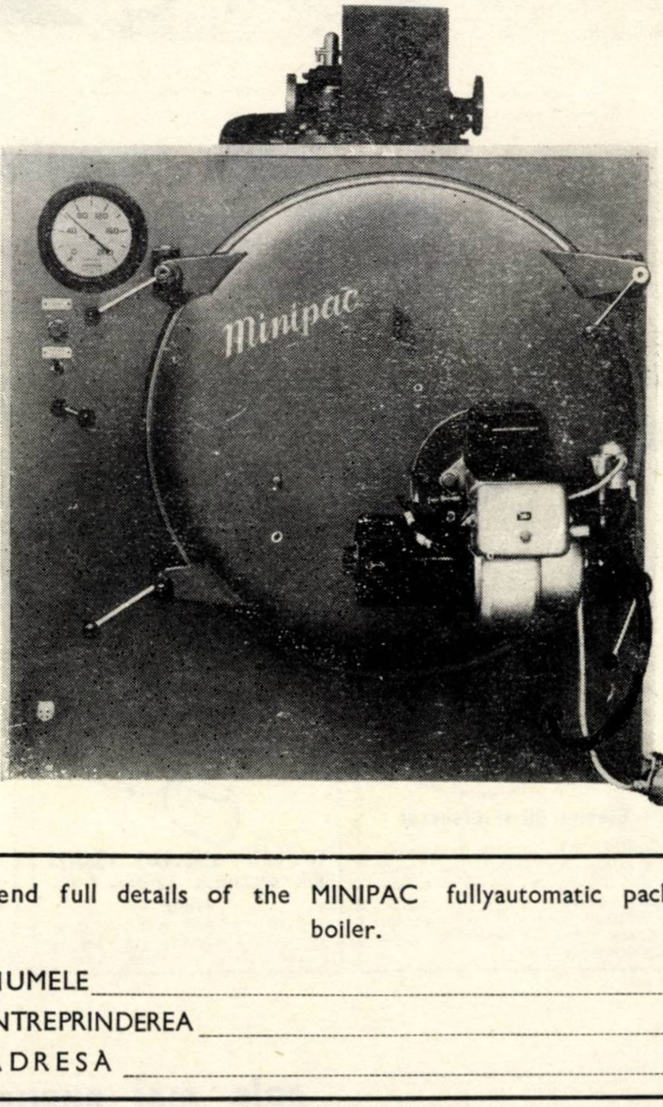
1967

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

MINIPAC

Cazanul de abur fabricat britanic, comple automatizat, care vă produce rentabil abu sau apă caldă – pentru mai puţin de 1000



MINIPAC debitează rentabil şi economic abur sau apă caldă pînă la 8,5 kgf/cm² oriunde există necesitate.

Sint disponibile douăzeci de modele de cazane MINIPAC — folosind combustibil lichid greu sau gaze naturale — cu capacităţi de la 120 la 1 000 kg/h pentru abur şi de la 60 000 la circa 800 000 kcal/h pentru apă caldă.

MINIPAC combină toate trăsăturile celor mai cunoscute cazane montate britanice — Multipac, Demipac, Aquapac — într-o construcţie compactă.

MINIPAC — economic, de greutate redusă, complet automatizat, eficient pentru a realiza cheltuieli minime la producerea de abur şi apă caldă — potrivit pentru şcoli, uzine, clădiri publice, spălătorii etc.

Pentru detalii şi specificaţii, expediaţi cuponul de mai jos la adresa:

JOHN THOMPSON GROUP

JOHN THOMPSON (SHELL BOILER DIVISION) LIMITED
LILYBANK WORKS, LONDON ROAD, GLASGOW E.I.

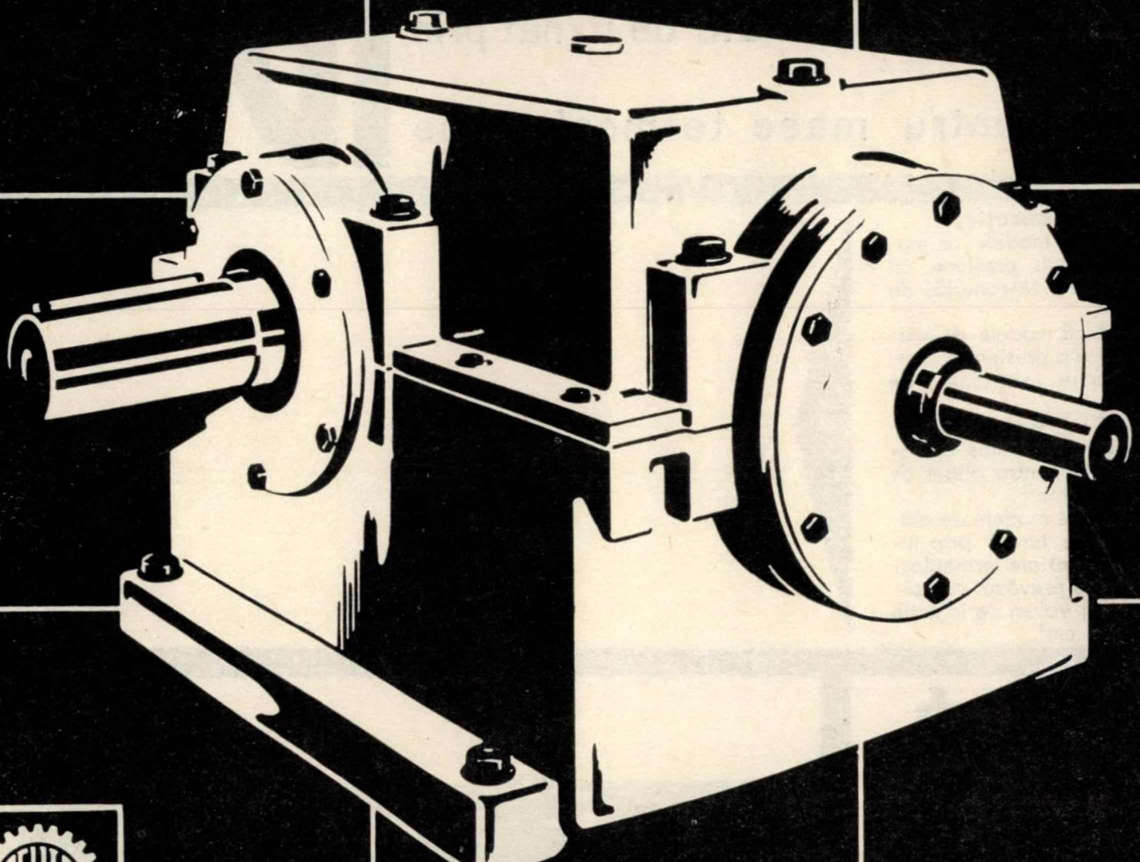
Send full details of the MINIPAC fullyautomatic package boiler.

NUMELE ____________________

INTREPRINDEREA ____________________

ADRESA ____________________

JOHN THOMPSON (SHELL BOILER DIVISION) LIMITED
LILYBANK WORKS, LONDON ROAD, GLASGOW E. I.



PENIG
ASUG

ANGRENAJE CU RANDAMENT OPTIM

Tehnica modernă necesită în prezent angrenaje cu o lungă durată de exploatare, de mare putere, cu gabarit minim şi un nivel de zgomot scăzut. Acestor tendinţe de dezvoltare pe plan mondial le corespund întru totul noile noastre angrenaje tipizate pentru toate instalaţiile staţionare din industrie :

3 serii tipizate de angrenaje cu roţi cilindrice cu 1—3 trepte în 20 de dimensiuni şi pentru 21 de rapoarte de transmitere diferite ;

6 serii tipizate de angrenaje conice şi conice-cilindrice cu 1—3 trepte în 40 de dimensiuni şi pentru 25 de rapoarte de transmitere diferite.

Utilizarea unor materiale de înaltă calitate asigură un mers liniştit şi o durată de exploatare a rulmenţilor pînă la 25 000 de ore de funcţionare. Angrenajele standard cu 2—3 trepte pot prelua sarcinile radiale la arborele motor şi pot fi livrate la cerere cu dispozitiv de blocare a mersului înapoi.

Pentru malaxoare industriale am realizat angrenaje cilindrice cu 2 trepte şi arbore vertical în 5 dimensiuni, cu o putere de 2,6 pînă la 234 kW şi o turaţie de acţionare de 12,5 — 355 rot/min. Noile soluţii constructive prezintă avantajul unei capacităţi mărite de adaptare la procesul de malaxare, datorită posibilităţilor largi de interschimbare a echipamentului. În cazul cînd vă sînt necesare angrenaje sigure şi cu randament optim adresaţi-vă nouă sub numărul indicativ A 39/68. Vă informăm pe larg asupra programului nostru de livrări.

VEB Getriebewerke Penig — DDR — 9294 Penig

INFORMAŢII :

Ambasada Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România, Secţia Comercială — TKB Invest Export Bucureşti, Calea Dorobanţilor 14
Republica Socialistă România

INVEST EXPORT

Deutscher Innen-und Aussenhandel 108 Berlin, Tubenstrasse 7/9 Telegrame : DIAINVESTA, Telex : 011 2695 diaie dd
Republica Democrată Germană

INVEST EXPORT

Maşini hidraulice de turnat sub presiune Maşini hidraulice automate de turnat prin injecţie, pentru mase termoplastice

IDRA

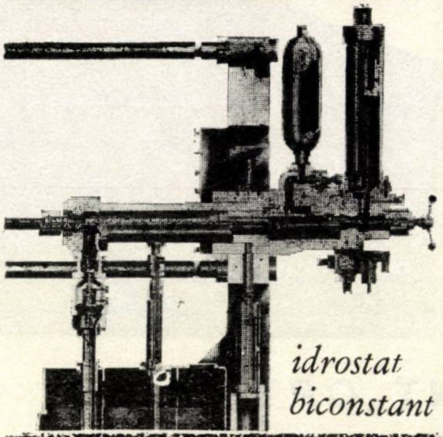
Programul de fabricaţie

Seria OL-S: 15 modele de maşini de turnat sub presiune cu camera de răcire orizontală, de 60 — 3 500 tf.

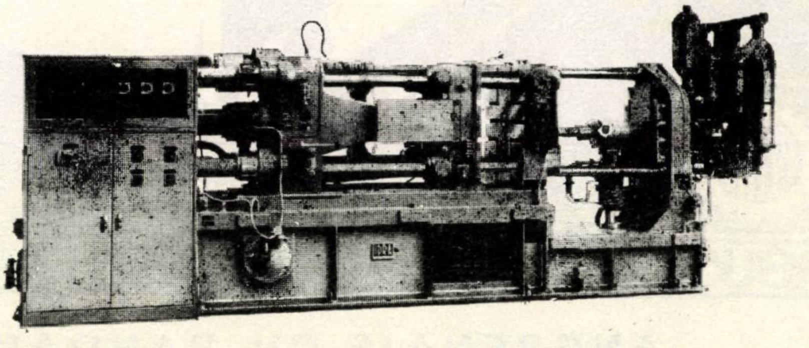
Seria OL/V-S: 8 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire verticală, de 40 — 500 tf.

Seria OL/Z-S: 11 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire, pentru aliaje de zinc, de 20 — 00 tf.

Seria MP-S: 24 modele de maşini automate de turnat prin injecţie pentru materiale termoplastice, cu cilindru prevăzut cu spirală, pentru un volum de injecţie de 20 — 15 000 cm³.

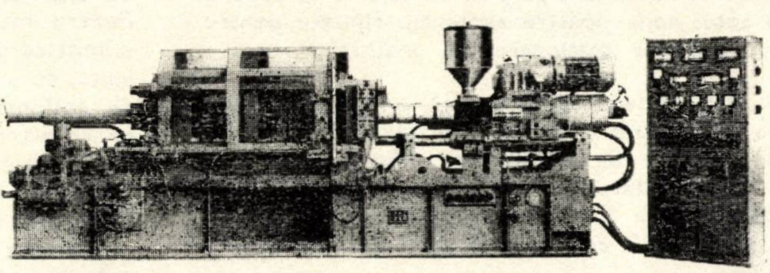


idrostat biconstant



OL-225 S

Maşinile de turnat sub presiune IDRA sînt prevăzute cu un dispozitiv de injectare cu trei faze, de construcţie ultramodernă. Noile dispozitive de scurgere rapidă cu alimentare prin piston, sistem IDROSTAT, fac posibilă obţinerea de viteze mărite de injecţie, realizate prin scurtarea spaţiului de accelerare. Cu ajutorul noului tip de regulator multiplicator IDRA-BIOCONSTANT se menţine constantă presiunea şi durata de creştere respectivă, independent de puterea presei sau de viteza pistonului.



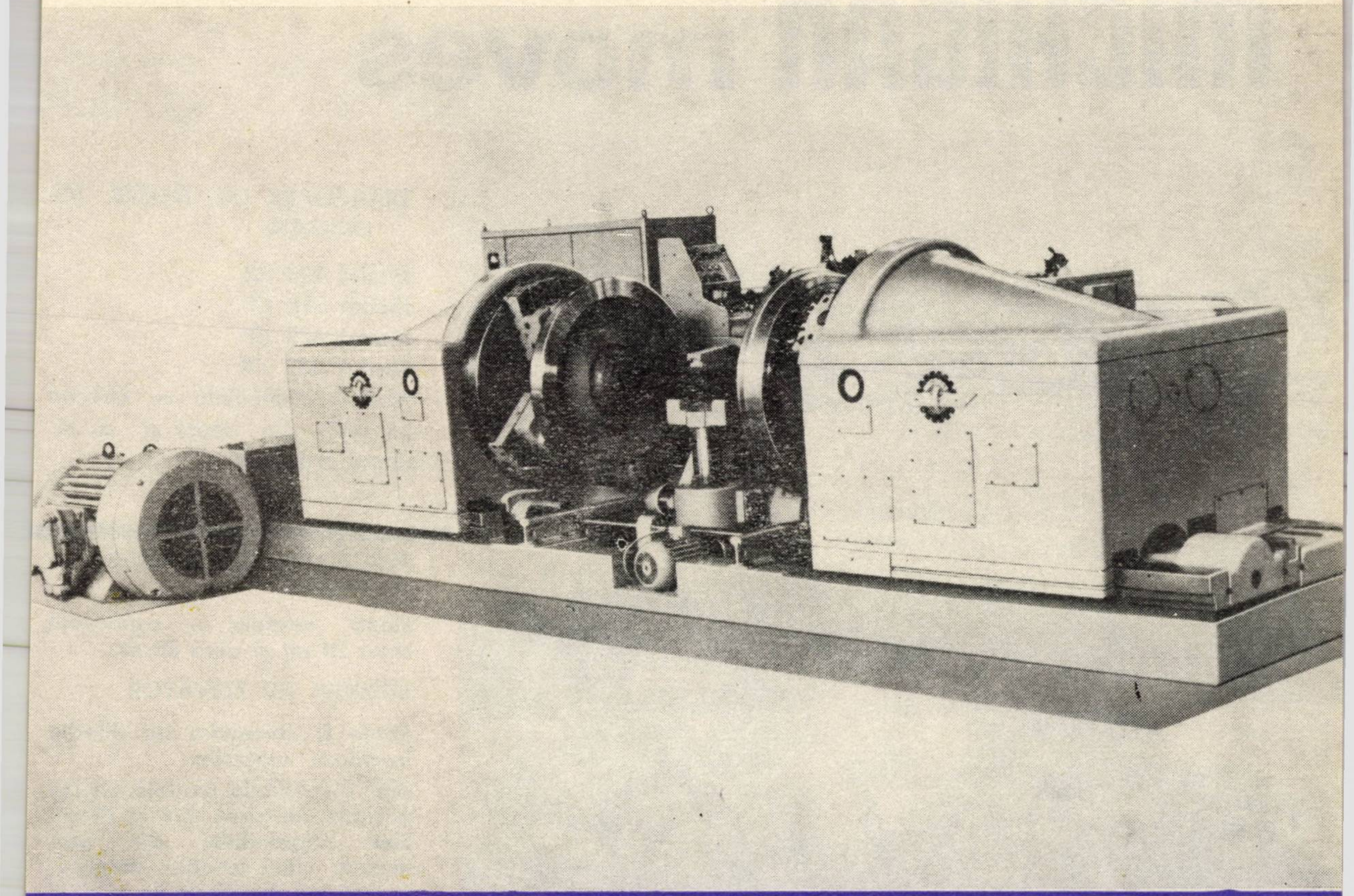
MP 18-S 240

Publidra 340/68

SEDIUL PRINCIPAL ŞI UZINA BRESCIA (ITALIA) - VIA TRIUMPLINA 13. - TEL. (030) 303.661. - TELEX• 30.034
ADRESA TELEGRAFICĂ: IDRA BRESCIA

Sucursale:

R. F. G.	**IDRA—PRESSEN**	GmbH Stuttgart-N Azenbergstrasse 31 - Tel. 223451/52 - Telex 0722769
FRANŢA	**IDRA FRANCE**	29, Rue d'Artois Paris - (8ᵉ) - Tel. 225-45-24/25/26/57 - Telex 28546
ANGLIA	**IDRA LIMITED**	Eagle House, Wimbledon High Street, London, S. W. 19. Tel. 01-976 8551



RADIȚIE + NOI PROCEDEE TEHNOLOGICE = SUCCESUL LUI RAFAMET

Rafamet se specializează în producerea celor mai grele mașini-unelte pentru prelucrarea prin așchiere a metalelor. Din bogatul sortiment, prezentăm mașina-unealtă tip UBB 112/2 cu două suporturi, de mare randament. Mașinile-unelte de acest tip sînt construite în două mărimi :

— UBB 112/2 pentru prelucrarea și repararea profilului bandajelor osiilor montate pentru vagoane și tendere ;

— UBB 140/2 pentru prelucrarea și repararea profilului bandajelor osiilor montate pentru locomotive electrice, cu motor Diesel, precum și al multor altor tipuri de osii montate pentru locomotive cu abur.

Aceste mașini prezintă următoarele avantaje :

— sînt adaptate pentru a fi folosite fără instalații auxiliare de ridicare și încărcare ;

— lucrează în ciclu automat ;

— viteza de tăiere poate fi variată sub sarcină ;

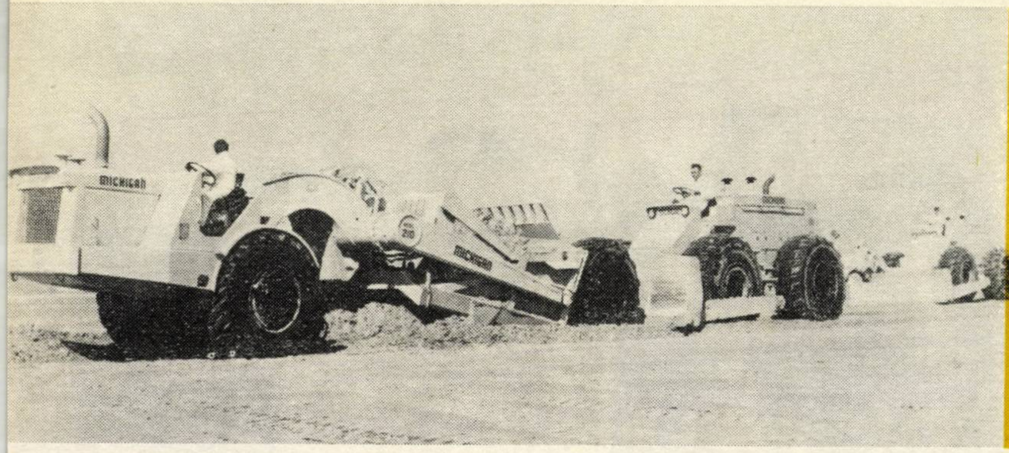
— asigură o mare precizie geometrică a osiei montate după prelucrare.

Materialul publicitar și informații detaliate pot fi obținute repede și gratuit.

RAFAMET

Fabrică de mașini-unelte, Kuźnia Raciborska ● Polonia ● telefon 21, telex 033245

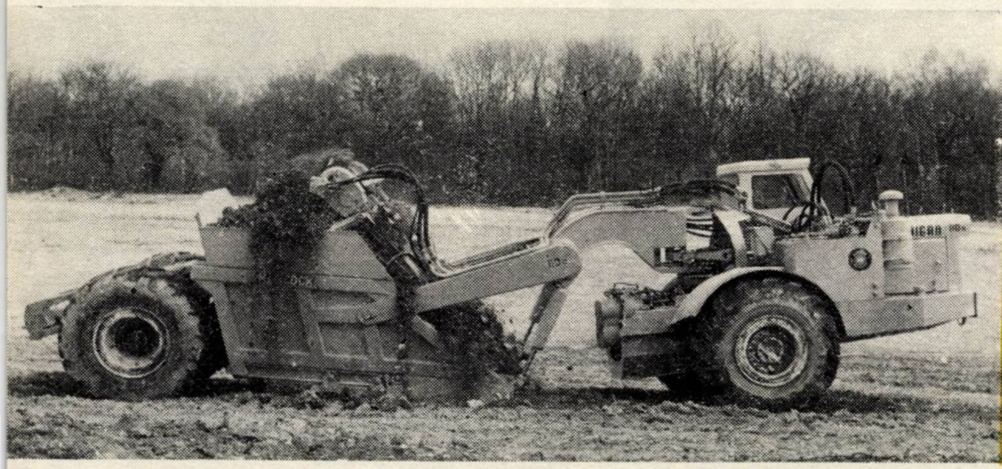
MICHIGAN moves



TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN

Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP

Modele disponibile cu direcția pe roțile din spate și cu direcție articulată.



TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

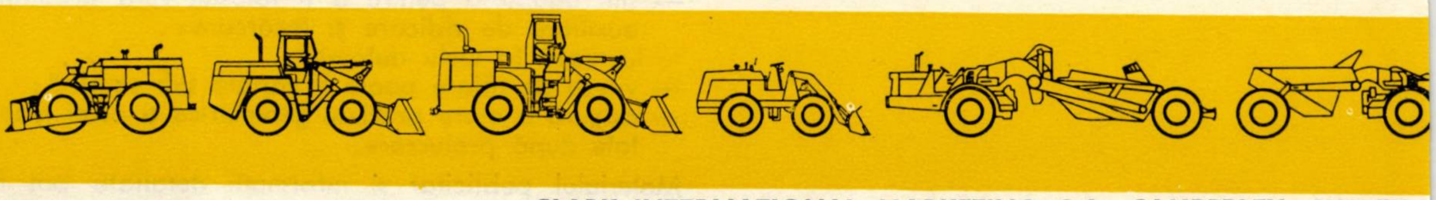
Două modele — capacitate circa 20 m³ și circa 32 m³.

SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.
Sînt disponibile modele cu capacitate de circa 4, 8 și 12 m³. Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m³.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m³ la circa 20 m³.
Modele disponibile cu direcție pe roțile din spate, pe toate roțile și direcție articulată cu o largă varietate de auxiliare.



MICHIGAN

CLARK® EQUIPMENT

CLARK INTERNAȚIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY, GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est:
CLARK INTERNATIONAL MARKETING S.A.,
c/o Scheid Maschinenfabrik GmbH.,
6291 Aumenau/Lahn
Republica Federală a Germaniei

1883

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAŢI CIRCUITULUI ECONOMIC
DEŞEURILE METALICE ŞI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND
PREDAREA LOR CĂTRE
ÎNTREPRINDEREA PENTRU
COLECTAREA METALELOR

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

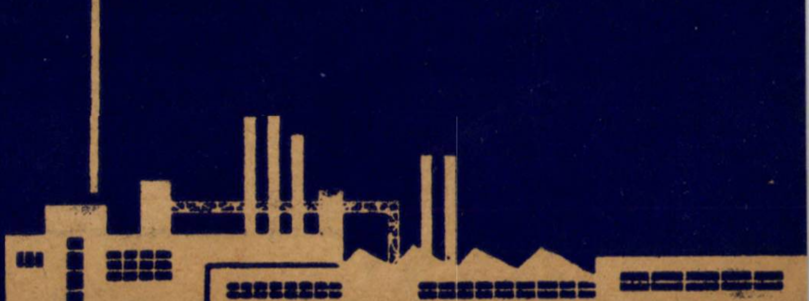
UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

R. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43



E 3279

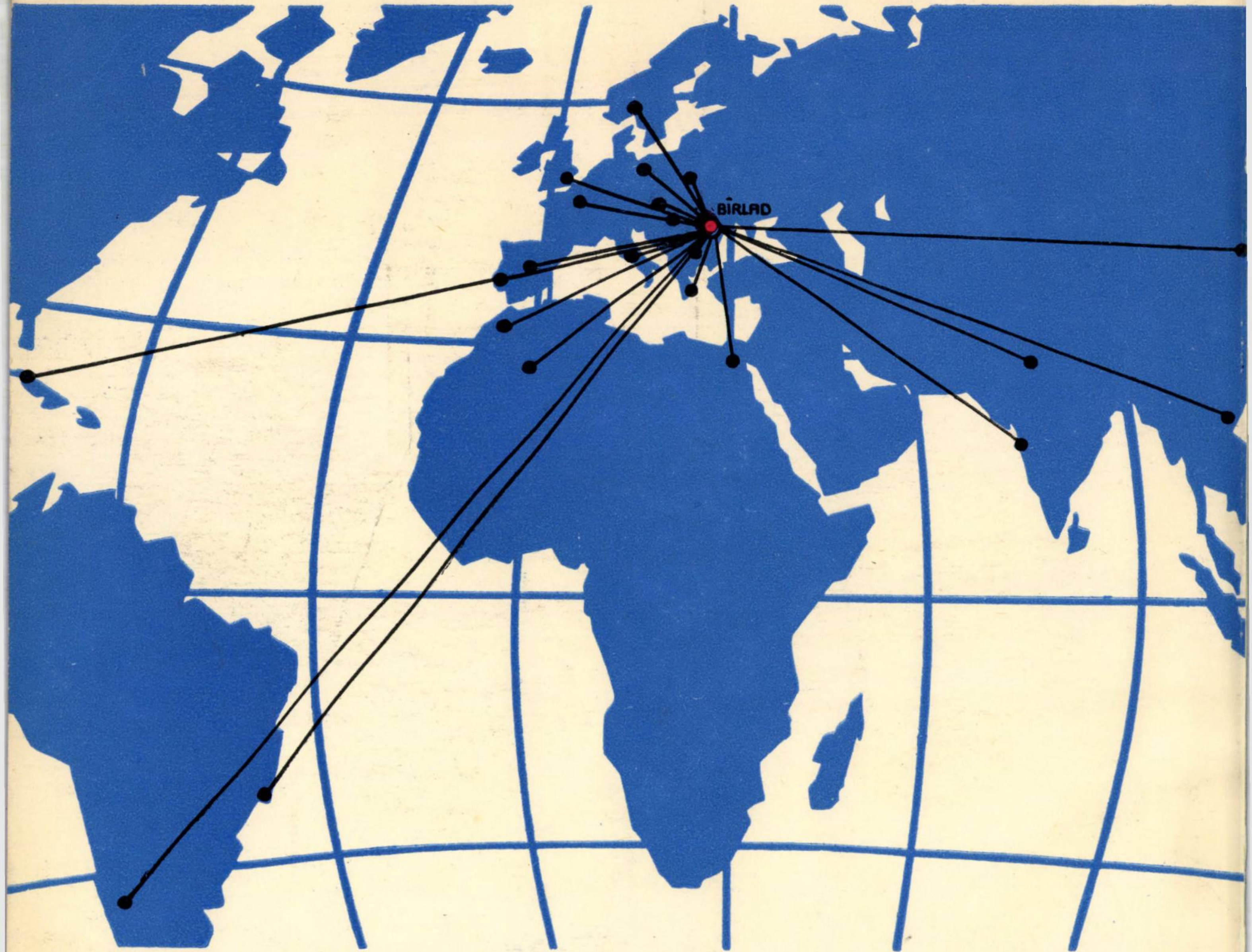
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

7

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 7 • IULIE 1968

CJ
85

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



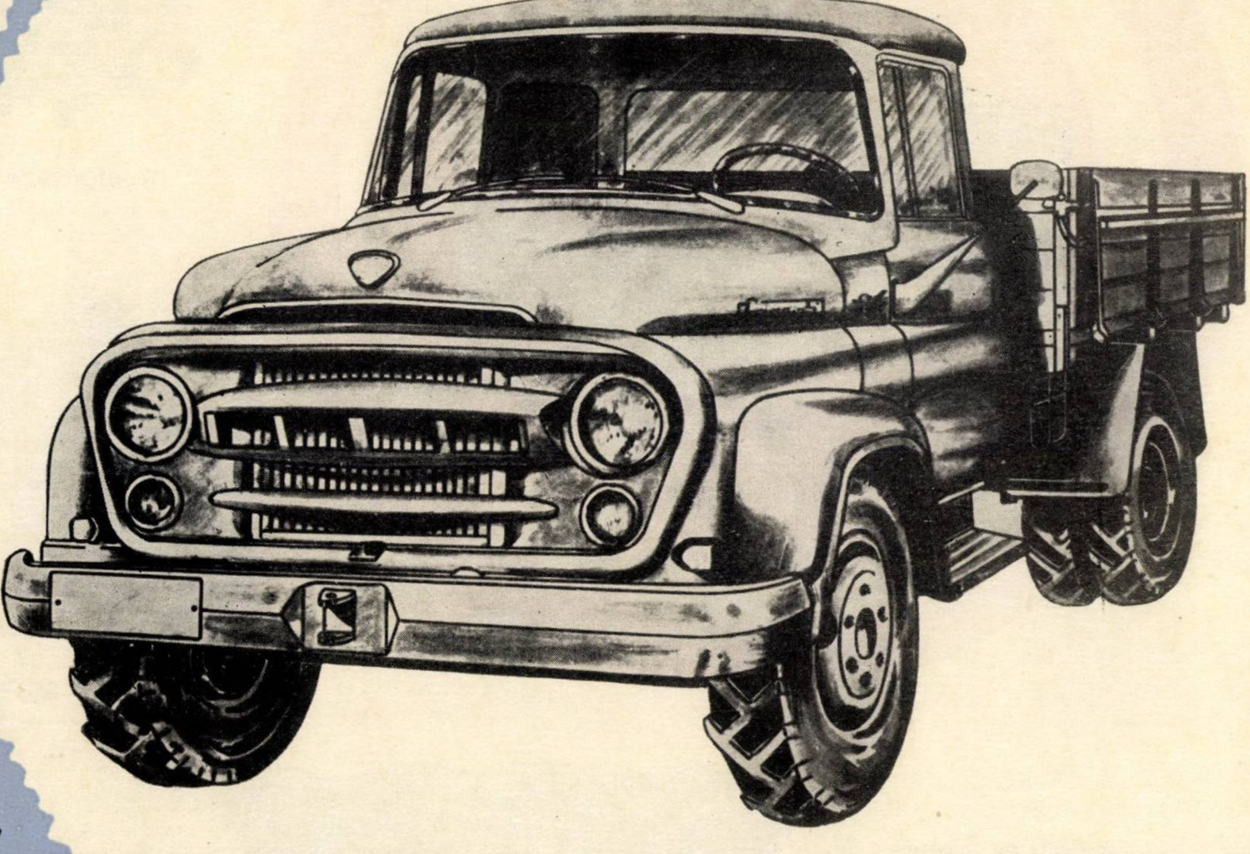
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

E 3279

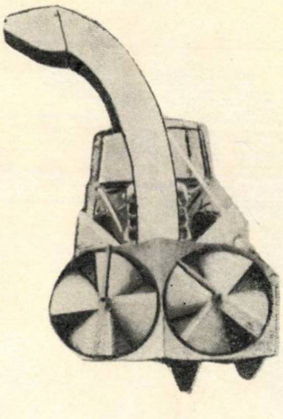
- putere 140 CP
- sarcină utilă 3-6 t
- viteză 90 km/h



Uzina de AUTOCAMIOANE Brașov

Strada Poienilor, Nr. 5 * tel. 20220

UZINA MECANICA
NICOLINA
IASI



TURBOFREZĂ

CUPĂ SCREPER

BOGHIU PE 3 OSII

Execută şi livrează

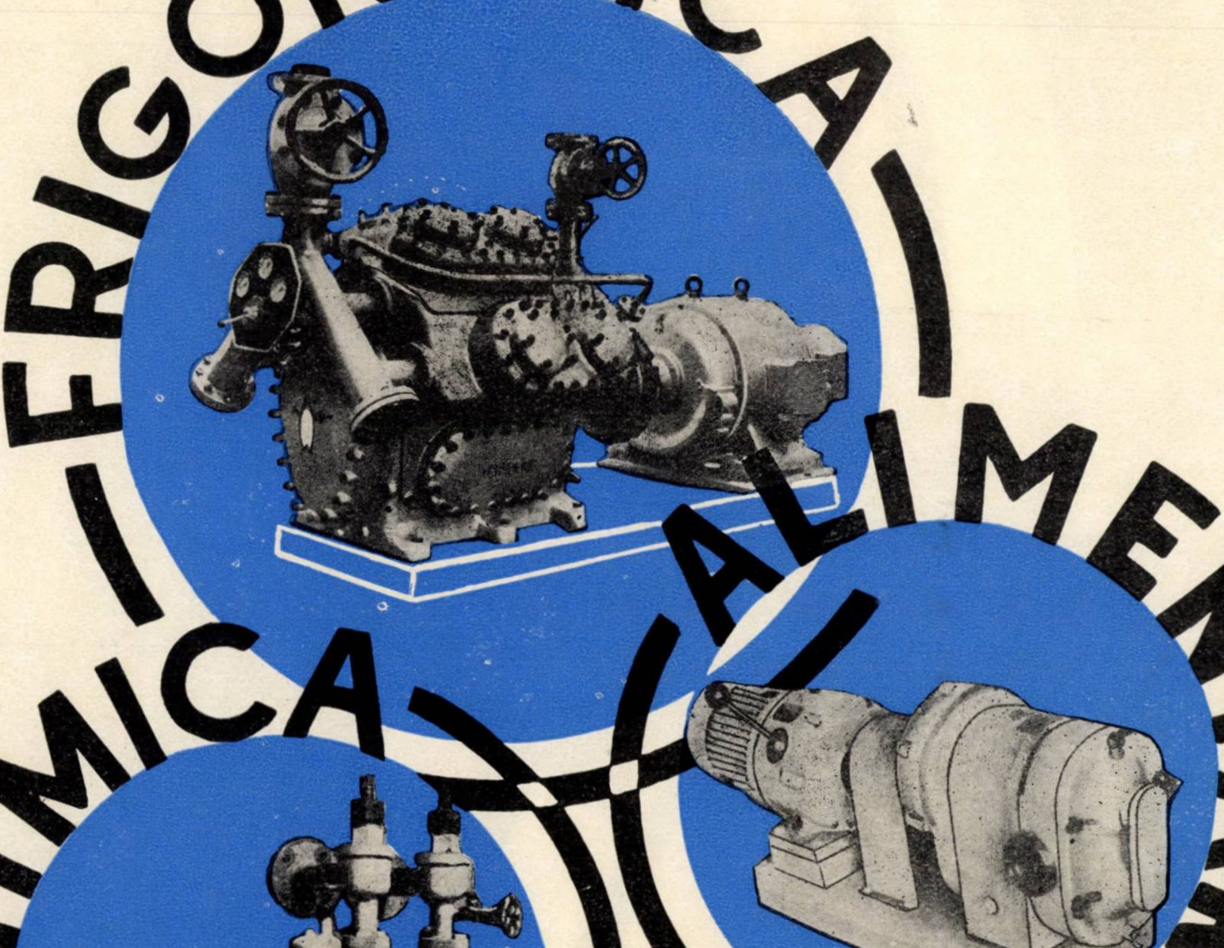
Boghiuri pe 2 osii pentru vagoane de 60 t
Boghiuri pe 3 osii pentru vagoane de 80 t
Boghiuri cu cadru turnat pe 2 osii, 30 t
Boghiuri cu cadru turnat pe 2 osii, 50 t
Staţii de preparat mixturi asfaltice compuse din a) malaxor; b) uscător.
Topitoare de bitum 2 500 l
Malaxoare mecanice 2 500 l
Bunkere cu skip

Cupe screper pentru orezării montate pe tractoare U 650
Scarificatoare montate pe tractoare S 650
Screpere tractate de 3 m^3 cu acţionare hidraulică
Turbofreze pentru deszăpezirea oraşelor
Nivelatoare cu cadru lung
Silozuri de 25 t şi 81 t pentru ciment

Pentru
INDUSTRIA

TEHNOFRIG

FRIGORIFICA



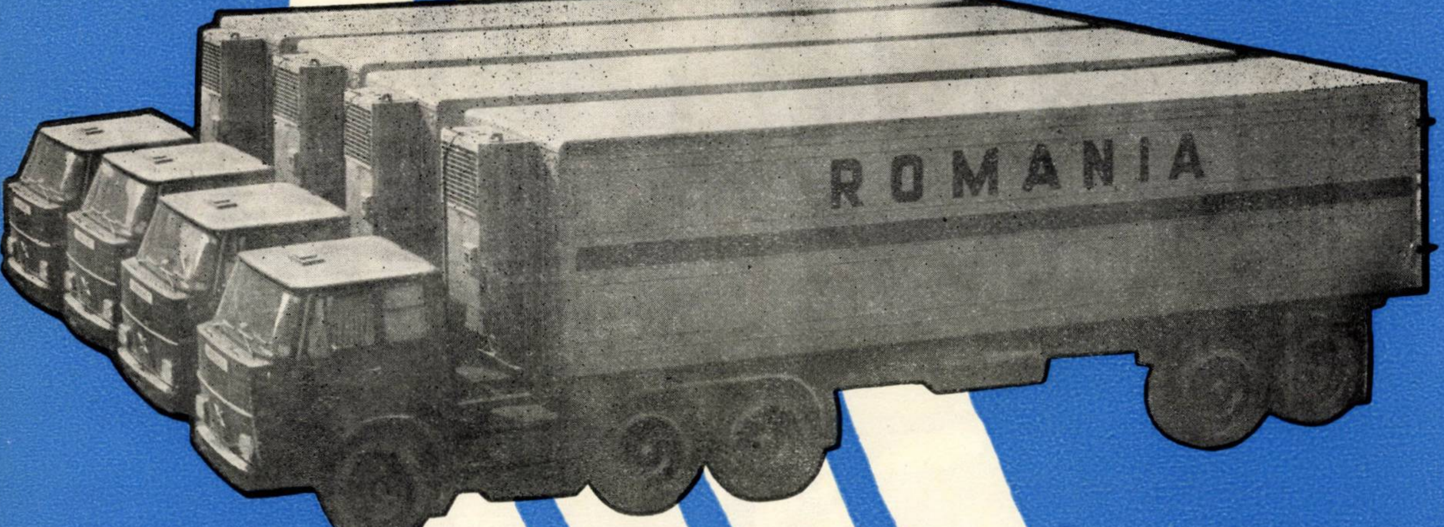
CHIMICA

ALIMENTARA

MAȘINI

TEHNOFRIG

INTREPRINDEREA DE TRANSPORTURI
INTERNAȚIONALE AUTO



efectuează transporturi de utilaje și materiale importate din Franța, Suedia, Republica Federală a Germaniei, Austria, Republica Democrată Germană, Italia și Iugoslavia, de către întreprinderi din țara noastră.

BUCUREȘTI, B-DUL ARMATA POPORULUI NR. 15 – 17

RAFAMET

producător şi furnizor a peste

2 000 de maşini-unelte

clienţi — 33 de ţări din toată lumea

RAFAMET *Produce și exportă:*

- **Maşini-unelte pentru atelierele de material rulant, din care:**

—strunguri pentru repararea osiilor montate;

—strunguri verticale speciale pentru prelucrarea roţilor de cale ferată de diferite forme;

—maşini de alezat pentru prelucrarea de finisare a găurilor butucilor de roţi de cale ferată;

—strunguri universale pentru prelucrarea osiilor montate şi altor piese;

—strunguri universale grele;

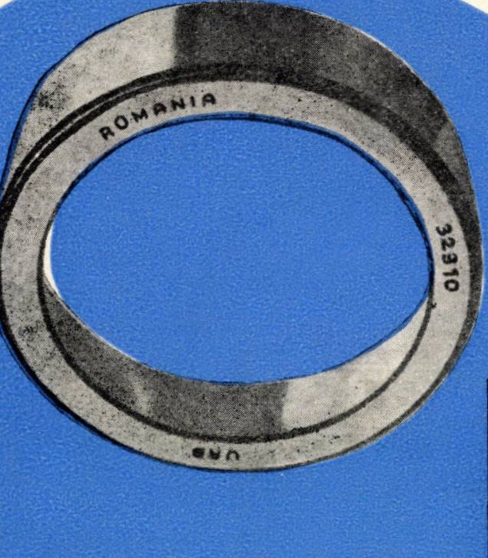
—diferite maşini-unelte grele speciale. Material publicitar şi informaţii detaliate vă sînt puse la dispoziţie în mod rapid şi gratuit.

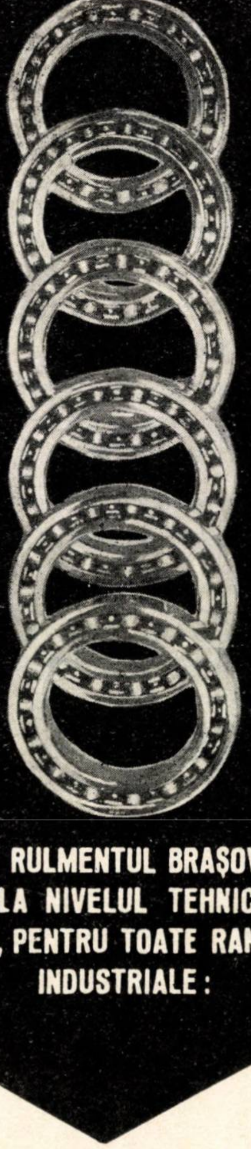
RAFAMET

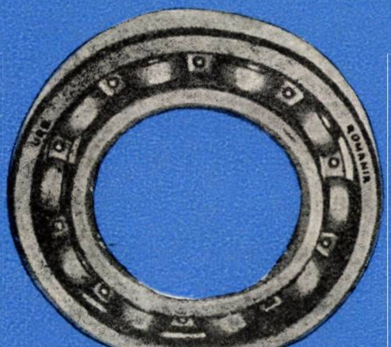
Fabrica de maşini-unelte, Kuznia Raciboska, Polonia,
telefon 21, telex: 033245

UZINA
rulmentul
BRASOV

URB







UZINA RULMENTUL BRAŞOV PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE, PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE:

- Rulmenţi radiali cu bile
- Rulmenţi cu role conice
- Rulmenţi cu ace
- Rulmenţi cu ace pentru cardan
- Rulmenţi cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Semicuzineţi palier
- Semicuzineţi bielă
- Inele axiale
- Bucşele arborelui cu camă

Str. 13 Decembrie nr. 96 — telefon 2.06.41 — telex 012245

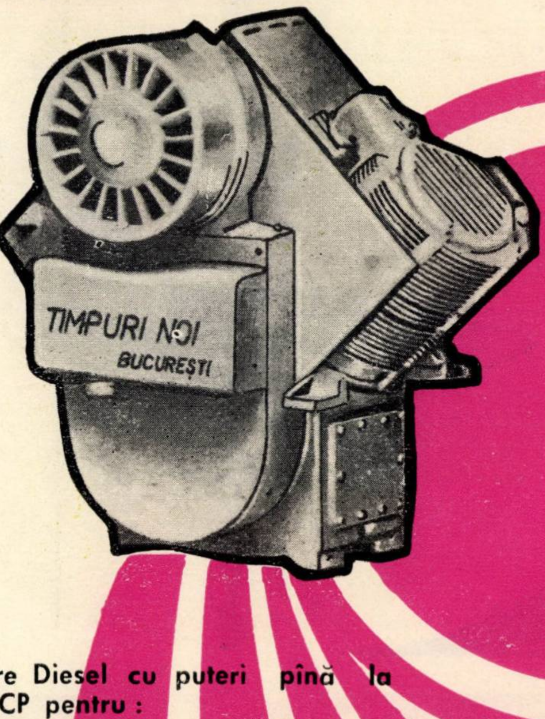
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

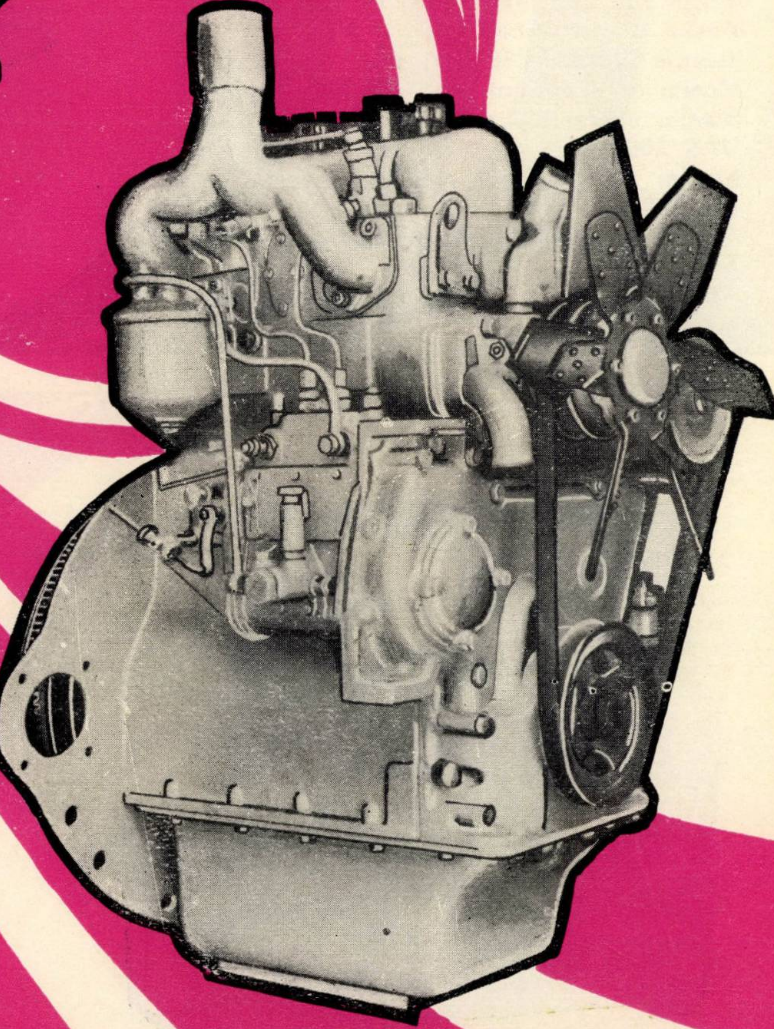
● TIMPURI NOI ●

BUCUREŞTI

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

IN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE





Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru :

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motocare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni 4 – 14 kgf/cm^2 pentru :

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston

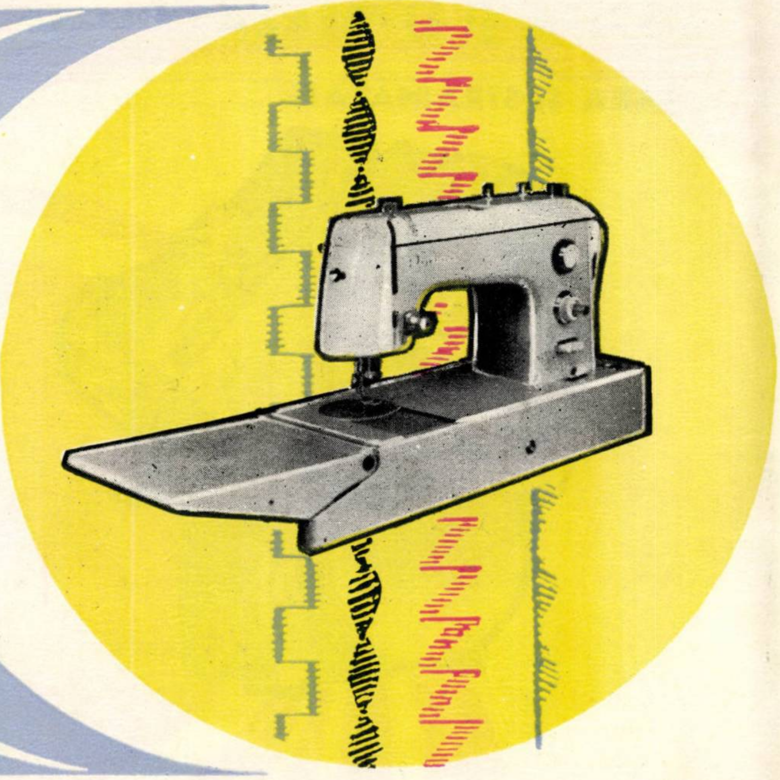
CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

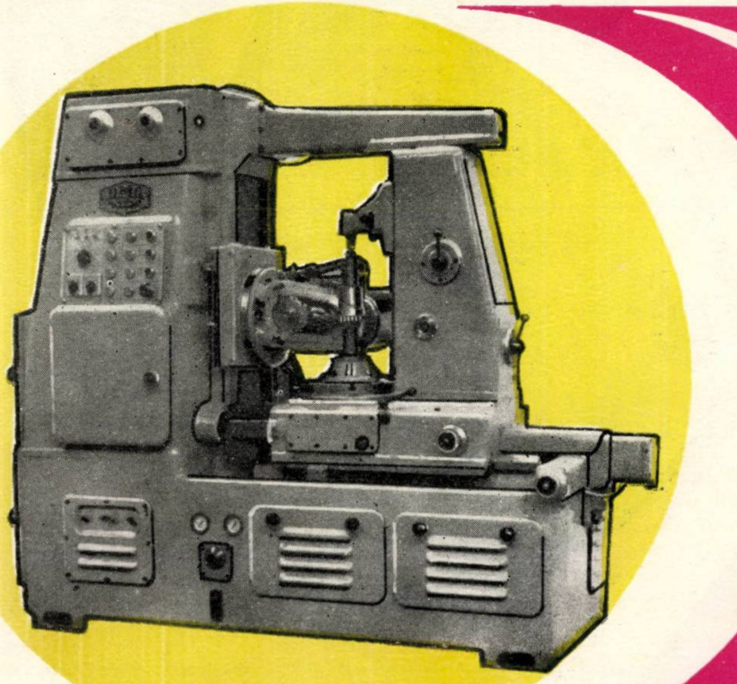
UMC
Cugir

UZINA MECANICĂ CUGIR

produce:

- Mașini de cusut casnice și industriale
- Mașini-unelte pentru așchierea metalelor :
  Mașini de frezat universale și verticale
  FU 1 ; FU 320 (400)
  FV 1 ; FV 320 (400)
  Mașini de frezat dantură
  FD 320 A și FD 500
  Mașini de mortezat dantură MD 500
  Mașini de rectificat interior RI 80
  (licența NOVARESE — Italia)
  Mașini de rectificat plan RP 250
  Mașini universale de ascuțit scule
  UAS 200
  Mașini de rectificat rotund universale
  RU 200
  Mașini de ascuțit cuțite plane
  ACP 13,5
  ACP 28





- **Cuplaje și frîne electromagnetice**
  (licența BINDER — MAGNETE R.F.G.)
- **Accesorii de mașini-unelte**
- **Ridicătoare hidraulice**

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
TR 83

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, IULIE 1968, Nr. 7

CUPRINS

BĂRĂNESCU, G., GRÜNWALD, B., APOSTOLESCU, N. şi ZĂTREANU, GH. : **Unele particularităţi funcţionale ale pompei de injecţie cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse.** 387

OLARIU, V. : **Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive şi arcuri de cauciuc (Aeon).** 392 ✓

PITCHFORD, J. H. : **Motor monotip cu combustibil unic.** 404

CIUCĂ, C., TEODORESCU, M., ŢÂRU, E., TARĂU, I. şi IVAŞCU, I. : **Studiul influenţei structurii asupra prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelului OLC 60.** 408

ARGHIR, G. : **Consideraţii şi calcule legate de proiectarea bazării unui dispozitiv de găurit.** 418

VASILIU, CH. şi NEGUŢ, L. : **Interacţiunea plug-tractor, cu referire la tractorul U–650.** 422

BERINDE, V. : **Incărcarea prin sudare cu jet de plasmă a metalelor, aliajelor şi carburilor greu fuzibile.** 428 ✓

VONICA, C. : **Banc BFR–03 pentru verificarea sistemului de frînare a vehiculelor rutiere.** 433 ✓

BREVETE 438

DOCUMENTARE 439

CRONICĂ 448

REVISTA REVISTELOR 449

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili : prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE.
Membri : ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor : ing. ELIZA PETRESCU

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

S U M A R

CZ 621.43.032

Bărănescu, G., Grünwald, B., Apostolescu, N. şi *Zătreanu, Gh.* : **Unele particularităţi funcţionale ale pompei de injecţie cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse.**

Se efectuează un studiu analitic amănunţit al proceselor care caracterizează pompa de injecţie cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 387–392

CZ 621–752

Olariu, V. : **Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive şi arcuri de cauciuc (Aeon).**

Se prezintă metoda de calcul pentru înlocuirea arcurilor semieliptice cu foi, prin reazeme elastice simple pe suprafeţe cilindrice.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 392–403

CZ 621.431.7

Pitchford, J. H. : **Motor monotip cu combustibil unic.**

Se analizează argumentele adoptării unui singur tip comun de motor, utilizînd un singur tip de combustibil pentru domeniul motoarelor de tracţiune.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 404–408

CZ 621.91.014

Ciucă, C., Teodorescu, M., Ţâru, E., Tarău, I. şi *Ivaşcu, I.* : **Studiul influenţei structurii asupra prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelului OLC 60.**

Se prezintă rezultatele încercărilor experimentale în legătură cu influenţa structurilor determinate prin diferite tratamente termice asupra prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelului OLC 60.

Construcţia de Maşini 20 (1968) nr. 7, p. 408–418

CZ 621.95.01.001.13

Arghir, G. : **Consideraţii şi calcule legate de proiectarea bazării unui dispozitiv de găurit.**

Se analizează diferitele aspecte legate de proiectarea bazării unui dispozitiv de găurit pe două bolţuri cilindrice, pe un bolţ cilindric şi pe unul frezat.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 418–421

CZ 631.312.4 : 629.114.2

Vasiliu, Ch. şi *Neguţ, L.* : **Interacţiunea plug-tractor, cu referire la tractorul U–650.**

Se studiază interacţiunea plug-tractor şi influenţa asupra agregatului, a danturii solului şi a soluţiei de agregare în cazul tractorului U–650.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 422–428

CZ 621.791.927 : 669.018.25

Berinde, V. : **Încărcarea prin sudare cu jet de plasmă a metalelor, aliajelor şi carburilor greu fuzibile.**

Se analizează rezultatele obţinute în cadrul Institutului de cercetări tehnologice în construcţia de maşini în ce priveşte încărcarea prin sudare cu jet de plasmă a carburilor şi metalelor greu fuzibile.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 428–433

CZ 629.113–592.001.4

Vonica, C. : **Banc BFR–03 pentru verificarea sistemului de frînare a vehiculelor rutiere.**

Se prezintă bancul BFR–03 construit la Uzina mecanică-Mîrşa, pentru verificarea şi reglarea sistemelor de frînare ale remorcilor basculante.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7 p. 433–437

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando nr. 2, sector 1. Telefon : redactor şef 14.63.86 ; secretar general de redacţie 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon : 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala Sector 1 Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23 — 25 c. 5412.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

…MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS …KÖZPONT 1983

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.43.032
Бэрэнеску. Г., Грюнвальд, Б., Апостолеску, Н. и *Зэтряну, Г.:* **Некоторые особенности работы насоса-форсунки с вращательным распределителем и противоположными поршнями.**

Проводится подробное аналитическое изучение процессов, характеризующих насос-форсунку с вращательным распределителем и противоположными поршнями.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7. стр. 387–392

ДК 621–752

Олариу, В.: **Расчет подвески с полуэллиптическими прогрессивными рессорами и с резиновыми рессорами.**

Описывается метод расчета для замены листовых полуэллиптических рессор простыми упругими опорами на цилиндрических поверхностях.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7. стр. 392–403

ДК 621.431.7
Пичфорд, Ж. Г.: **Двигатель монотип с единым топливом.**

Обсуждается обоснованность приспособления одного обычного типа двигателя, применяя единый тип топлива для области тяговых двигателей.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7. стр. 404–408

ДК 621.91.014
Чиукэ, К., Теодореску, М., Цару, Е., и *Ивашку, И.:* **Изучение влияния структуры на способность обработки путем резания стали**

Приводятся результаты экспериментальных испытаний в связи с влиянием структур, полученных в условиях различных термических обработок на способность к переработке путем резания стали ОЛС 60.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7. стр. 408–418

ДК 621.95.01.001.13
Аргир, Г.: **Соображения и расчеты, связанные с проектированием основания сверильного приспособления.**

Анализируются различные аспекты, связанные с проектированием основания сверильного приспособления на двух цилиндрических болтах, на одном цилиндрическом болту и на одном фрезерованным болту.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7. стр. 418–421

ДЛ 631.312.4 : 629.114.2
Василиу, К. и *Негуц, Л.:* **Взаимодействие плуг-трактор, в случае трактора У-650**

Изучается взаимодействие плуг-трактор и влияние на агрегат натуры почвы и решения агрегирования в случае трактора У-650.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7. стр. 422–428

ДК 621.791.927 : 669.018.25
Беринде, В.: **Нагрузка путем сварки плазмовой струей трудноплавных металлов, сплавов и карбидов.**

Рассматриваются результаты, полученные в рамках Института технологических исследований в машиностроении по вопросу нагрузки путем сварки плазмовой струей трудноплавных металлов и карбидов.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7. стр. 428–433

ДК 629.113–592.001.4
Воника, К.: **Стэнд БФР-03 для проверки тормозной системы дорожных автомашин с прицепом.**

Описывается станок БФР-ОЗ, построенный на механическом заводе Мырша для проверки и регулировки тормозных систем откидных прицепов.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 7 стр. 433–437

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.43.032
Bărănescu, G., Grünwald, B., Apostolescu, N. und *Zătreanu, Gh.* : **Einige Funktionaleigenheiten der Einspritzpumpe mit Drehverteiler und Gegenkolben.**

Die Verfasser analysieren in eingehender Weise die Prozesse, die die Einspritzpumpe mit Drehverteiler und Gegenkolben kennzeichnen.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7. S. 387–392

DK 621–752

Olariu, V. : **Berechnung der Aufhängung mit halbelliptischen zunehmenden Federn und Gummifedern.**

Es wird ein Berechnungsverfahren für die Auswechselung der halbelliptischen Blattfedern durch einfache elastische Stützen auf zylindrichen Flächen dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7. S. 392–403

DK 621.431.7
Pitchford, J. H. : **Einheitstyp-Motor mit einheitlichem Treibstoff.**

Es werden die Beweggründe für die Einführung eines gemeinschaftlichen Motortyps für einheitlichen Treibstoff im Bereich der Zugmotoren dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7. S. 404–408

DK 621.91.014
Ciucă, C., Teodorescu, M., Ţâru E., Tarău, I und Ivaşcu, I. : **Untersuchung des Einflusses der Struktur auf die spanabhebende Bearbeitung des OLC–60–Stahls.**

Es werden die Ergebnisse von Versuchsbestimmungen in bezug auf den Einfluss der, durch verschiedene Wärmebehandlung erzielte Struktur auf die spanabhebende Bearbeitung des OLC–60–Stahls dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7. S. 408–418

DK 621.95.01.001.13
Arghir, G. : **Betrachtungen und Berechnungen im Zusammenhang mit dem Entwurf der Basis einer Bohrvorrichtung auf zwei Zylinderbolzen, einem Zylinderbolzen und einem gefrästen Bolzen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7 S. 418–421

DK 631.312.4 : 629.114.2
Vasiliu, Ch. und *Neguţ, L.* : **Wechselwirkung zwischen Pflug und Traktor in bezug auf den U–650–Traktor.**

Es wird die Wechselwirkung zwischen Pflug und Traktor und der Einfluss der Bodenbeschaffenheit und Vereinigung der Maschinenteile auf das Aggregat im Falle des U–650–Traktor untersucht.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7. S. 422–428

DK 621.791.927 : 669.018.25
Berinde, V. : **Auftragschweissung mit Plasmastrahl der schwerschmelzbaren Metalle, Legierungen und Karbide.**

Es werden die im Institut für technologische Forschungen im Maschinenbau, im Zusammenhang mit der Auftragschweissung mit Plasmastrahl der schwerschmelzbaren Karbide und Metalle erzielten Ergebnisse, analysiert.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7. S. 428–431

DK 629.113–592.001.4
Vonica, C : BFR–03–**Probestand für die Uberprüfung des Bremssystems der Strassenfahrzeuge.**

Es wird der im Maschinenwerk von Mirşa gebaute Probestand BFR–03 dargelegt, der für die Uberprüfung und Einstellung der Bremssysteme an den Strassenfahrzeugen dient.

Construcţia de Maşini 20 (1968). H. 7. S. 433–437

CONTENTS

DC 621.43.032

Bărănescu, G., Grünwald, B., Apostolescu, N. and *Zătreanu, Gh.* : **Some functional peculiarities of the injection pumps with rotative distributors and opposed pistons.**

A detailed analytical study of the pecularities injection pumps with rotative distributors and opposed pistons has been carried out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 387–392

DC 621–752

Olariu, V. : **The calculus of the suspension with progressive semi-ellyptical strings and rubber strings.**

A calculus method for the replacement of semi-ellyptical leaf strings with simple elastic supports on cylindrical surfaces is described.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 392–403

DC 621.431.7

Pitchford, J. H. : **A monotype engine with a single fuel.**

The arguments in favour of the adoption of a single type of engine using a single type of fuel as far as the traction engines are concerned are discussed.

Construcţia de Maşini 20 1968), nr. 7, p. 404–408

DC 621.91.014

Ciucă, C., Teodorescu, M., Ţâru, E., Tarău, I. and *Ivaşcu, I.* : **Studying the influence of the structure on cutting preworkability of the OLC** 60 **steel.**

The results are given of the experimental tests concerning the influence of structures determined by different thermic treatments on the cutting preworkability of the OLC 60 steel.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 408–418

DC 621.95.01.001.13

Arghir, G. : **Some considerations and calculus connected with the basing of a boring device.**

The different aspects concerning the basing of a boring device on two cylindrical bolts, on a cylindrical and on a milled bolt are analysed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 418–421

DC 631.312.4 : 629.114.2

Vasiliu, Ch. and *Neguţ, L.* : **The interaction of plough-tractor with reference to the U**–650 **tractor.**

The interaction plough-tractor and the influence of soil nature and coupling system in the case of U–650 tractor is studied.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 422–428

DC 621.791.927 : 669.018.25

Berinde, V. : **The welding build up with plasma jet of hardly fusible alloys and carbides.**

The results, obtained within the framework of the Technological Research Institute in the field of mechanical engineering, as concerns the build up welding with plasma jet of hardly fusible carbides and metals are analysed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 428–433

DC 629.113–592.001.4

Vonica, C. : **A BFR–03 test stand for checking the braking systems of road vehicles.**

The BFR–03 test stand built at the Mîrşa Mechanical Works for checking and adjusting the braking systems of tipping trailers is described.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 433–437

SOMMAIRE

CD 621.43.032

Bărănescu, G., Grünwald, B., Apostolescu, N. et *Zătreanu, Gh.* : **Quelques particularités fonctionnelles de la pompe d'injection à distributeur rotatif et à pistons opposés.**

Il s'agit d'une étude analytique détaillée des processus qui caractérisent la pompe d'injection à distributeur rotatif et à pistons opposés.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 7 p. 387–392

CD 621–752

Olariu, V. : **Le calcul de la suspension à ressorts demi-elliptiques progressifs et à ressorts de caoutchouc.**

Il s'agit d'une méthode de calcul pour remplacer les ressorts demi-elliptiques à feuilles par des appuis élastiques simples sur des surfaces cylindriques.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 7, p. 392–403

CD 621.431.7

Pitchford, J. H. : **Moteur monotype à combustible unique.**

L'auteur examine les arguments qui plaident pour l'adoption d'un seul type commun de moteur à un seul type de combustible, dans le domaine des moteurs de traction.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no 7, p. 404–408

CD 621.91.014

Ciucă, C., Teodorescu, M., Ţâru, E., Tarău, I. et *Ivaşcu, I.* : **Etude sur l'influence de la structure sur l'usinage par enlèvement de copeaux de l'acier OLC** 60.

On expose les résultats des recherches expérimentales sur l'influence des structures, déterminées par différents traitements thermiques, sur l'usinage par enlèvement de copeaux de l'acier OLC 60.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 7, p. 408–418

CD 621.95.01.001.13

Arghir, G. : **Considérations et calculs concernant l'établissement du projet de la mise en position d'un dispositif de perçage.**

On analyse les divers aspects de l'établissement du projet de la mise en position d'un dispositif de perçage sur deux boulons cylindriques, sur un boulon cylindrique et sur un boulon fraisé.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 7, p. 418–421

CD 631.312.4 : 629.114.2

Vasiliu, Ch. et *Neguţ, L.* : **L'action mutuelle charrue-tracteur par rapport au tracteur** U–650.

On décrit l'action mutuelle charrue-tracteur et l'influence qu'ont sur l'agrégat la nature du sol et le mode selon lequel l'agrégat a été réalisé, dans le cas du tracteur U–650.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 7, p. 422–428

CD 621.791.927 : 669.018.25

Berinde, V. : **Le chargement par soudage à jet de plasma des métaux, des alliages et des carbures à haute fusion.**

L'auteur présente les résultats, obtenus à l'Institut roumain de recherches technologiques dans le domaine de la construction mécanique, concernant le chargement par soudage à jet de plasma des carbures et des métaux à haute fusion.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 7, p. 428–433

CD 629.113–592.001.4

Vonica, C. : **Banc d'essai BFR**–03 **pour vérifier le système de freinage des véhicules routiers.**

On décrit le banc d'essai BFR–03, construit à l'Usine mécanique de Mîrşa, pour vérifier et régler le système de freinage des remorques basculantes.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 7, p. 433–437

CZ 621.43.032

Unele particularităţi funcţionale ale pompei de injecţie cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse

Prof. George BĂRĂNESCU, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România,
dr. ing. Berthold GRÜNWALD, Nicolae APOSTOLESCU şi Gheorghe ZĂTREANU

Realizate în ultimul deceniu, pompele de injecţie care deservesc toţi cilindrii motorului cu un singur element de pompare cunosc în prezent o răspîndire tot mai largă, datorită unor avantaje însemnate. Astfel, aceste pompe comportă o fabricaţie mai simplă şi un preţ de cost mai redus faţă de soluţiile clasice, asigurînd totodată o uniformitate sporită a distribuţiei combustibilului în cilindrii motorului; ca urmare, ele contribuie la extinderea motoarelor diesel în domeniul tracţiunii uşoare.

Pompele de injecţie cu element unic au numeroase particularităţi funcţionale, al căror studiu preocupă în prezent pe specialiştii din domeniu. Pe linia acestor preocupări, în lucrare se analizează procesele funcţionale caracteristice ale pompei cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse, tip C. A. V. — D. P. A.

1. *Principiul de funcţionare*

Pompa de injecţie (fig. 1) cuprinde distribuitorul rotativ cilindric *1* care se mişcă în carcasa *2*. Distribuitorul este prevăzut cu un canal axial *3* terminat la o extremitate cu cilindrul *4*, în care se deplasează în sens opus pistoanele plonjoare *5*.

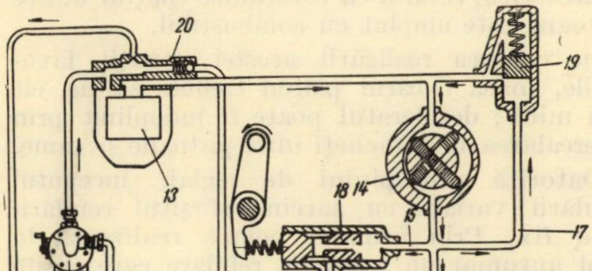


Fig. 1

Canalul axial comunică cu un grup de canale radiale *6*, servind pentru admisiunea combustibilului; ele vin succesiv în legătură cu canalul *7* din carcasă. La cealaltă extremitate a canalului axial este practicat canalul radial *8*, care ajunge succesiv în legătură cu grupul de canale radiale *9* din carcasă, destinat refulării combustibilului spre injectoare. Numărul canalelor radiale *6* şi *9* este egal cu numărul cilindrilor motorului deservit de pompă; canalele sînt uniform distribuite în jurul axei de rotaţie.

Pistoanele *5* sînt acţionate de inelul cu came interioare *10* prin intermediul unor tacheţi cu role.

Combustibilul este vehiculat din rezervorul *11* spre pompa de injecţie de către pompa de alimentare *12*. După trecerea prin filtrul *13*, combustibilul ajunge la o pompă volumetrică cu palete *14*, numită pompa de transfer.

Debitul refulat de pompa de transfer este dirijat prin conducta *15* spre distribuitor, prin conducta *16* în spaţiul din spatele pistoanelor şi prin conducta *17* într-un circuit de retur. Cantitatea de combustibil care curge spre distribuitor poate fi modificată de sertarul de laminare *18*, comandat de un regulator mecanic sau hidraulic. În circuitul de retur se montează supapa *19*, care menţine cvasiconstantă presiunea de refulare a pompei de transfer. Combustibilul din carcasă acţionează pistoanele pe faţa exterioară la o presiune reglată de supapa *20*.

Funcţionarea pompei decurge în modul următor. Combustibilul este admis în distribuitor sub acţiunea pompei de transfer, în perioada în care unul dintre canalele radiale *6* ajunge în dreptul canalului de alimentare *7*. Refularea combustibilului spre injector are loc prin deplasarea pistoanelor de către came; în timpul refulării distribuitorul se află în legătură cu injectorul, respectiv prin canalele *8* şi *9*.

O particularitate constructivă esenţială a pompei de injecţie este lipsa elementului elastic care asigură contactul permanent între piston şi camă. Ca urmare, cu excepţia cursei de refulare, cînd pistoanele sînt acţionate de came, poziţia instantanee a pistoanelor opuse este determinată de echilibrul dinamic al forţelor centrifuge, de presiune, de inerţie şi de frecare.

2. *Consecinţele alimentării unice şi ale principiului de reglaj*

2.1. În comparaţie cu cazul alimentării cilindrilor motorului cu pompe individuale, cazul alimentării cilindrilor cu o singură pompă conduce la un timp disponibil pentru admisiunea şi refularea combustibilului de i ori mai mic, i fiind numărul de cilindri. Datorită reducerii timpului disponibil pentru admisiune, umplerea spaţiului dintre pistoane scade cînd turaţia creşte, ceea ce înseamnă o limitare a turaţiei maxime la care pompa poate asigura alimentarea pentru sarcina cea mai mare a motorului pe care îl echipează. Acest neajuns este înlăturat prin montarea pompei de transfer şi a supapei *19*, care realizează în amontele sertarului de laminare o presiune suficientă pentru a asigura şi la turaţii ridicate admisiunea cantităţilor de combustibil necesar.

2.2. Modificarea debitului de combustibil cu sarcina se realizează pe baza principiului clasic de reglaj „admisiune variabilă şi refulare totală''. Avantajul acestui principiu de reglaj îl constituie simplitatea constructivă. În schimb, din punct de vedere funcţional apare un dezavantaj esenţial: ultima parte a refulării se efectuează la viteze mici de deplasare a pistonului (refularea se termină la viteză nulă), ceea ce reduce penetraţia jetului şi pulverizarea combustibilului tocmai în acea parte a procesului de ardere cînd se cer caracteristici mai bune ale injecţiei.

În funcţie de procedeul de realizare a acestui principiu de reglaj, la unele pompe de injecţie apar dezavantaje suplimentare, şi anume pulverizarea nesatisfăcătoare a combustibilului în prima parte a injecţiei, deoarece refularea începe la viteza zero.

După cum se ştie, principiul de reglaj „admisiune variabilă şi refulare totală'' este realizat prin două procedee distincte: *a*) laminarea variabilă a admisiunii şi *b*) variaţia cursei pistonului. Procedeul laminării variabile a admisiunii determină apariţia de goluri la pompă, care sînt cu atît mai mari cu cît sarcina se micşorează; drept consecinţă, se produce vaporizarea combustibilului şi uzura prin coroziune şi oboseală superficială. Procedeul variaţiei cursei pistonului antrenează dezavantajul înrăutăţirii considerabile a calităţii injecţiei combustibilului la sarcinile mici şi la mersul în gol, datorită vitezelor mici ale pistonului pompei la începutul şi la sfîrşitul refulării.

La pompa cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse, principiul de reglaj amintit se realizează prin laminarea variabilă a admisiunii. Însă, nefiind constrînse să se mişte conform profilului camelor, pistoanele pot rămîne permanent în contact cu combustibilul, evitîndu-se astfel neajunsurile prilejuite de formarea golurilor la pompă. Pentru realizarea acestei situaţii este necesar ca forţa aferentă presiunii p_u din spatele fiecărui piston să fie mai mare decît rezultanta dintre forţa centrifugă a pistonului F_{cp} şi forţa centrifugă F_{cc} a coloanei de combustibil aflate între piston şi axa de rotaţie a distribuitorului. Cu notaţiile din figura 2, condiţia de mai sus are expresia:

$$p_u \geqslant \frac{\pi^2}{900}\left[\rho l x_z + \frac{1}{2}\rho_c (x_z - b)^2\right] n^2,$$

unde ρ şi ρ_c sînt respectiv densitatea materialului din care este confecţionat pistonul şi densitatea combustibilului, iar n — turaţia distribuitorului.

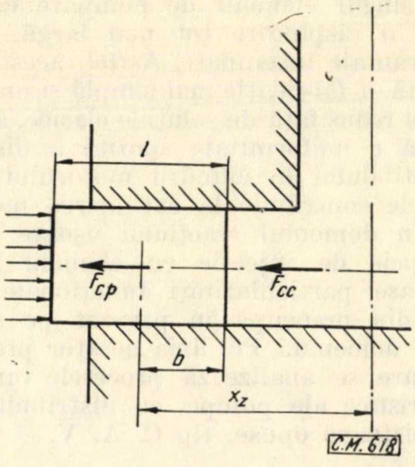


Fig. 2

Pentru valorile: $\rho = 7{,}8 \cdot 10^{-3}$ kg/cm^3, $\rho_c = 0{,}86 \cdot 10^{-3}$ kg/cm^3, $l = 1$ cm, $x_z = 0{,}62...1$ cm şi $n = 1\,400$ rot/min, membrul drept al relaţiei precedente variază între 0,10 şi 0,17 kgf/cm^2. Cum presiunea p_u este mai mare decît presiunea atmosferică, rezultă că totdeauna spaţiul dintre pistoane este umplut cu combustibil.

În vederea realizării acestei situaţii favorabile, masa fiecărui piston trebuie să fie cît mai mică; dezideratul poate fi îndeplinit prin intercalarea unor tacheţi între pistoane şi came.

Datorită principiului de reglaj, începutul refulării variază cu sarcina, sfîrşitul refulării fiind fix. Prin urmare pompa realizează în mod automat un avans la refulare care creşte o dată cu sarcina.

Pentru îmbunătăţirea pulverizării combustibilului, camele trebuie să aibă un profil care să imprime pistoanelor viteze mari pînă către sfîrşitul refulării. Această posibilitate este oferită de presiunea mare a combustibilului în timpul refulării care asigură decelerarea rapidă a pistoanelor.

3. *Dubla descărcare a conductei*

Pompa de combustibil cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse se poate dispensa de supapa de refulare, întrucît dispune de o posibilitate proprie de descărcare a conductelor de înaltă presiune. În adevăr, dacă legătura dintre conducta de înaltă presiune şi distribuitor este menţinută şi după ce pistoanele au ajuns pe vîrful camelor, există posibilitatea descărcării conductei în distribuitor prin creşterea volumului dintre pistoane. Pentru realizarea descărcării este suficient să se reducă înălţimea profilului camelor, deoarece rezultanta forţelor care acţionează fiecare piston tinde să îndepărteze pistoanele unul de altul, datorită presiunii mari din distribuitor.

În afară de această primă descărcare, ce poate dura pînă la închiderea legăturii dintre distribuitor şi conducta de înaltă presiune, se poate produce o a doua descărcare, începînd din momentul deschiderii orificiului de refulare pînă la punerea în mişcare a pistoanelor de către came; situaţia este evidentă dacă în perioada respectivă este deschis orificiul de admisiune. A doua descărcare poate continua şi după închiderea orificiului de admisiune deoarece — cît timp nu este stabilită legătura cinematică dintre pistoane şi came — mişcarea pistoanelor este posibilă în ambele sensuri.

Sub influenţa presiunii ridicate la care se efectuează prima descărcare, există posibilitatea evacuării unei cantităţi mari de combustibil ceea ce poate provoca apariţia de goluri în conductă. Pentru prevenirea acestui neajuns, profilul camelor se prevede cu un palier p (fig. 3) care limitează deplasarea pistoanelor în cursul primei descărcări.

A doua descărcare a conductei spre distribuitor are loc numai cînd presiunea din conductă este mai mare decît presiunea din distribuitor. În anumite regimuri de funcţionare, prima descărcare poate determina coborîrea presiunii din conducta dintre pompă şi injector sub presiunea din distribuitor; în acest caz, a doua descărcare se manifestă printr-o curgere de combustibil spre injector.

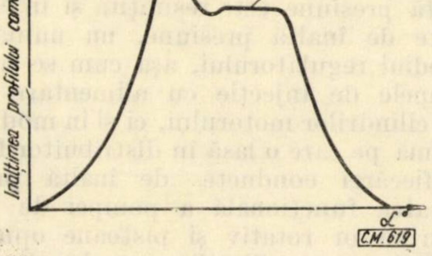


Fig. 3

Procedeul de descărcare a conductei în două etape antrenează unele avantaje însemnate.

Deoarece combustibilul acţionează permanent pe feţele externe ale pistoanelor, se poate considera că, la începutul cursei de refulare, presiunea în distribuitor este totdeauna egală cu p_u. Ca urmare, în momentul acţionării lor de către came pistoanele plonjoare ocupă aceeaşi poziţie, pentru un regim de funcţionare dat. Această împrejurare conduce pentru motoarele policilindrice la un grad mai înalt de uniformitate a procesului de injecţie, întrucît refularea începe de la aceeaşi presiune iniţială şi este comandată de aceeaşi porţiune a profilului camelor. Invariabilitatea condiţiilor iniţiale ale injecţiei va reduce gradul de dispersiune a ciclurilor şi, în mod corespunzător, neuniformitatea funcţionării motorului.

Procedeul analizat dă posibilitatea unei descărcări iniţiale energice, care asigură întreruperea netă a injecţiei şi permite compensarea ulterioară a primei descărcări, astfel ca refularea să înceapă totdeauna de la aceeaşi presiune.

Procedeul de descărcare a pompei antrenează şi următorul avantaj. Dacă prima descărcare este intensă, există posibilitatea apariţiei unor goluri în conducta de înaltă presiune. Golurile pot fi însă suplinite înaintea acţionării pistoanelor de către came. În adevăr, după deschiderea orificiului de refulare se pot prezenta următoarele situaţii :

— orificiul de admisiune este deschis; în acest caz, combustibilul trece din canalizaţia de admisiune în conducta de înaltă presiune sub acţiunea pompei de transfer;

— orificiul de admisiune este închis; în acest caz, presiunea p_u obligă pistoanele plonjoare să refuleze combustibil în conducta de înaltă presiune pînă la completarea golurilor.

În eventualitatea apariţiei golurilor în conductă după descărcarea iniţială, procesul de uzură prin oboseală este atenuat întrucît golurile se elimină la presiune redusă, ceea ce micşorează amplitudinea ciclului solicitărilor superficiale.

4. Dezavantajele pompei

4.1. Particularitatea funcţională esenţială a pompelor de injecţie este modul de variaţie a debitului refulat în funcţie de turaţie, la poziţia fixă a organului de reglaj. După cum se ştie, pentru realizarea unei funcţionări stabile a motorului, debitul de combustibil trebuie să crească la scăderea turaţiei pentru o poziţie invariabilă a organului de reglaj.

Procedeul de reglaj prin laminarea variabilă a admisiunii asigură o caracteristică de debit favorabilă, deoarece micşorarea turaţiei antrenează mărirea timpului — secţiune disponibil; pierderile hidraulice scad şi, întrucît presiunea din amontele canalului de admisiune este constantă, în pompă pătrunde o cantitate sporită de combustibil.

Deşi lucrează după un principiu de reglaj capabil să asigure o caracteristică de debit favorabilă, pompa cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse nu poate realiza o caracteristică de debit avantajoasă, deoarece — spre deosebire de procedeul clasic — presiunea din amontele sertarului de laminare nu este constantă cu turația. Ca urmare, pentru un reglaj stabilit al sarcinii, mărirea timpului — secțiune determinată de reducerea turației nu compensează efectul scăderii presiunii de refulare a pompei de transfer. Astfel, la micșorarea turației, în distribuitor pătrunde o cantitate mai mică de combustibil și, ca urmare, debitul pompei scade o dată cu turația.

4.2. În comparație cu pompa care asigură alimentarea individuală a cilindrilor, pompa cu distribuitor rotativ și pistoane opuse realizează un grad mai redus de stabilitate în funcționare cînd condițiile din conductele de înaltă presiune sînt diferite (reglaje diferite ale injectoarelor, diferențe ale geometriei injectoarelor cauzate de abaterile de prelucrare, dereglări în funcționare, lungimi și temperaturi diferite ale conductelor de înaltă presiune etc.). Această situație decurge din împrejurarea că același organ realizează refularea combustibilului spre toate injectoarele. Drept urmare particularitățile funcționale ale fiecărei conducte lasă o urmă în distribuitor, urmă care va influența procesul de refulare în celelalte conducte.

Influența reciprocă dintre conductele de înaltă presiune este ilustrată în figura 4 (*a*— variația secțiunii libere a orificiilor de admisiune și refulare ; *b* — profilul camelor ; *c* —variația distanței dintre pistoa ne ; *1* — închiderea orificiului de admisiune, deschiderea orificiului de refulare ; *2* — începutul refulării ; *3* — începutul descărcării conductei de înaltă presiune sub acțiunea pistoanelor ; *4* — începutul palierului camei ; *5* — începutul admisiunii ; *6* — deschiderea completă a orificiului de admisiune). Pentru condiții identice în toate secțiunile situate în avalul pompei de transfer, variația distanței dintre pistoanele pompei este reprezentată cu linie continuă în graficul *c* ; s-a considerat că în *1* presiunea în distribuitor este mai mare decît presiunea în conducta de înaltă presiune și, în consecință, de la *1* la *2* are loc o curgere de combustibil din distribuitor în conductă.

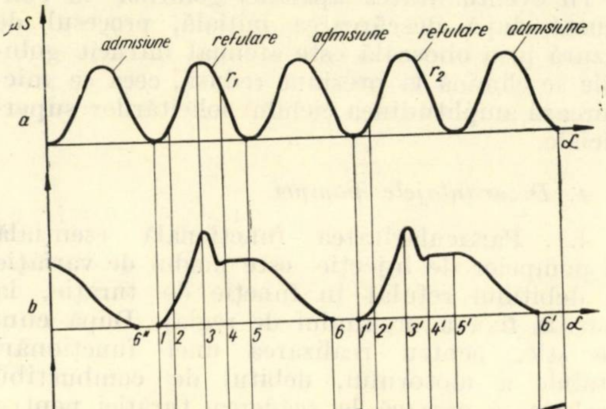


Fig. 4

Se presupune că pompa deservește un motor cu doi cilindri și că presiunea de închidere a injectorului alimentat de conducta r_1 a scăzut datorită dereglării arcului injectorului. În acest caz, destinderea *3* — *4* este mai puternică decît ar fi necesar ; în consecință, pe porțiunea *4* — *5* este posibil să sosească un tren de unde cu o amplitudine inferioară presiunii p_u, ceea ce va avea ca urmare o deplasare a pistoanelor în sensul micșorării spațiului dintre ele. Mișcarea pistoanelor în timpul admisiunii *5* — *6* — *1* nu depinde practic de poziția lor inițială. Deoarece în *5* distanța dintre pistoane era mai mică decît la funcționarea identică a secțiunilor de înaltă presiune, rezultă că și în *1'* distanța dintre pistoane va fi mai mică (fig. 4, *c* — linie întreruptă). Astfel, la refularea r_2, pistoanele vor fi acționate de came într-un moment ulterior celui corespunzător punctului *2'* ; cantitatea de combustibil refulată în conducta r_2 — deci și cantitatea de combustibil injectată în cilindrul respectiv — va fi mai mică. Deoarece injectorul din secțiunea r_2 funcționează normal, admisiunea *5'* — *6'* —*1'* nu se modifică ; în consecință, la deschiderea orificiului de refulare r_1 distanța dintre pistoanele pompei este egală cu distanța din timpul funcționării normale ; în cilindrul alimentat de secțiunea r_1 se va injecta deci o cantitate mai mare de combustibil, întrucît presiunea de închidere a injectorului respectiv este mai mică.

Această situație de funcționare — una din cele posibile — arată că modificarea condițiilor de funcționare într-una din conductele de înaltă presiune este resimțită și în celelalte conducte de înaltă presiune, nu numai prin intermediul regulatorului, așa cum se întîmplă la pompele de injecție cu alimentare individuală a cilindrilor motorului, ci și în mod direct, prin urma pe care o lasă în distribuitor funcționarea fiecărei conducte de înaltă presiune. Stabilitatea funcțională a pompei de injecție cu distribuitor rotativ și pistoane opuse este deci inferioară stabilității pompelor de injecție cu alimentare individuală a cilindrilor.

Procesul descris mai sus evidențiază și o altă particularitate a pompei analizate. Dacă reducerea puterii determinată de micșorarea cantității de combustibil injectată de secțiunea r_2 este egală cu creșterea puterii cauzată de sporirea cantității de combustibil injectate de secțiunea r_1, turația motorului nu se schimbă și, în consecință, regulatorul nu ia cunoștință de modificările survenite în funcționarea cilindrilor. Se constată deci că pompa poate prilejui o încărcare diferită a cilindrilor motorului, ceea ce constituie un dezavantaj evident.

4.3. La orice sarcină inferioară celei maxime, legătura cinematică dintre pistoanele pompei și came este întreruptă pe o parte din cursa de admisiune. În consecință, la începutul refulării se produce un șoc între came și pistoane, care accelerează uzura camelor și amplifică zgomotul de funcționare. Aceste dezavantaje se accentuează la reducerea sarcinii, deoarece în momentul acționării lor de către came pistoanele sînt cu atît mai apropiate unul de altul cu cît sarcina este mai mică.

4.4. Întrucît pentru o sarcină constantă poziția pistoanelor la începutul refulării nu depinde de turație, nici momentul în care începe injecția nu depinde de turație. Se pot ivi deci împrejurări în care pompa trebuie echipată cu un dispozitiv care să asigure avansul la injecție în funcție de turație.

5. Considerații cu privire la momentele de comandă a orificiilor de admisiune și de refulare

Pentru realizarea unei bune funcționări a pompei, momentele de comandă a orificiilor de admisiune și de refulare sînt supuse unor restricții.

Deschiderea orificiului de admisiune trebuie să aibă loc după închiderea orificiului de refulare; în caz contrar, conducta de înaltă presiune s-ar descărca de la început în canalizația de admisiune și, prin aceasta, s-ar elimina posibilitatea limitării descărcării inițiale.

Închiderea admisiunii trebuie să aibă loc cît mai tîrziu posibil; astfel, mărindu-se timpul disponibil pentru admisiune se compensează în parte efectele derivate din alimentarea tuturor cilindrilor de către o singură pompă. Compensarea acestor efecte prin creșterea presiunii pompei de transfer este o soluție care influențează nefavorabil caracteristica de debit a pompei.

Deoarece timpul disponibil pentru un proces de admisiune — refulare este determinat, el corespunzînd rotirii distribuitorului cu unghiul $\frac{2\pi}{i}$, prelungirea admisiunii scurtează timpul în care se poate desfășura refularea. Aceasta antrenează necesitatea adoptării unei came cu accelerații mari, care prilejuiește uzură și zgomote mari.

Cerința desfășurării admisiunii într-un timp cît mai lung conduce la concluzia că admisiunea nu trebuie închisă mai devreme de începutul refulării. Astfel, o soluție limită în privința comenzii orificiilor este deschiderea unui orificiu în momentul închiderii celuilalt (fig. 5: *a* — variația secțiunilor libere ale celor două orificii; *b* — profilul camelor). Această soluție prezintă ca avantaj înlăturarea neajunsurilor prilejuite de descărcarea conductei de înaltă presiune înspre pompa de transfer; totodată este posibil să se adopte accelerații convenabile pentru partea din profilul camei care comandă refularea.

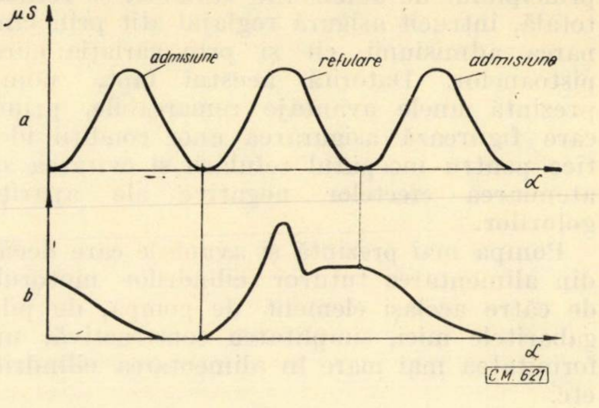


Fig. 5

O soluție care înlesnește admisiunea constă în deschiderea orificiului respectiv imediat după închiderea celui de refulare și închiderea admisiunii după deschiderea orificiului de refulare (fig. 6: *a* — variația secțiunilor libere ale celor două orificii; *b* — profilul camelor). Avantajele acestor soluții constau în posibilitatea umplerii la presiunea pompei de transfer a eventualelor goluri din conductă și micșorarea laminării inițiale a combustibilului refulat spre injector datorită începerii procesului numai după ce orificiul de refulare este parțial deschis.

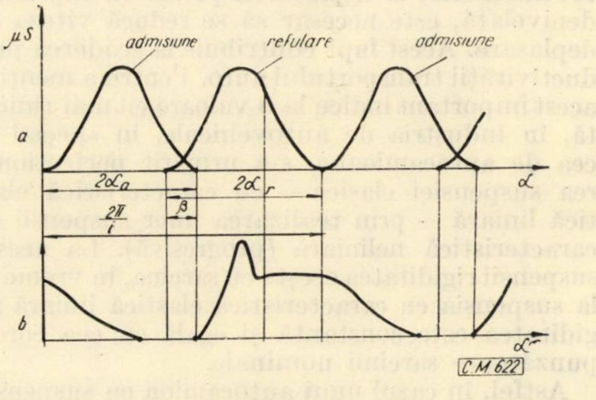


Fig. 6

6. Concluzii

Studiul efectuat pune în evidență complexitatea deosebită a proceselor ce caracterizează pompa cu distribuitor rotativ și pistoane opuse. A fost stabilită interdependența fenomenelor care se produc în diferite condiții de funcționare și consecințele lor asupra performanțelor pompei.

Din punctul de vedere al reglajului, pompa realizează o sinteză a metodelor corespunzătoare principiului de admisiune variabilă și refulare totală, întrucît asigură reglajul atît prin laminarea admisiunii, cît și prin variația cursei pistoanelor. Datorită acestui fapt, pompa prezintă unele avantaje remarcabile, printre care figurează asigurarea unor condiții identice pentru începutul refulării și evitarea sau atenuarea efectelor negative ale apariției golurilor.

Pompa mai prezintă și avantaje care decurg din alimentarea tuturor cilindrilor motorului de către același element de pompă, de pildă gabaritele mici, simplitatea constructivă, uniformitatea mai mare în alimentarea cilindrilor etc.

Avantajele pompei sînt puternic puse în cumpănă de neajunsurile ei, în rîndul cărora se înscrie marea sensibilitate la modificarea condițiilor din secțiunile de înaltă presiune. Această situație este consecința elementului de pompare unic, prin a cărui memorie fiecare secțiune de înaltă presiune ia cunoștință de particularitățile funcționale ale celorlalte secțiuni. Astfel pompa are o stabilitate funcțională slabă.

Performanțe modeste realizează pompa și în privința caracteristicii de debit. Funcționarea cu șoc și zgomot, precum și tehnologia pretențioasă, sînt particularități care de asemenea nu pledează în favoarea pompei.

Dependența procesului de refulare de un număr mare de parametri conferă pompei suplețe în adaptarea la cerințele motorului pe care îl deservește. Dar această dependență complexă implică o vastă cercetare experimentală în vederea precizării soluției optime.

CZ 621-752

Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive și arcuri de cauciuc (Aeon)

Virgil OLARIU

Pentru reducerea trepidațiilor caroseriei autovehiculelor, la deplasarea pe căi cu suprafața denivelată, este necesar să se reducă viteza de deplasare. Acest fapt contribuie la scăderea productivității transportului auto. Pentru a menține acest important indice la o valoare cît mai ridicată, în industria de autovehicule, în special în cea de autocamioane, s-a urmărit perfecționarea suspensiei clasice — cu caracteristică elastică liniară — prin realizarea unor suspensii cu caracteristică neliniară (progresivă). La aceste suspensii rigiditatea crește cu sarcina, în vreme ce la suspensia cu caracteristică elastică liniară rigiditatea este constantă și egală cu cea corespunzătoare sarcinii nominale.

Astfel, în cazul unui autocamion cu suspensia liniară, la mersul în gol cu o sarcină mai mică decît cea nominală, frecvența oscilațiilor diferă sensibil de cea stabilită pentru autocamionul încărcat cu sarcina nominală, iar trepidațiile caroseriei sînt mult mai puternice.

Suspensia cu rigiditate progresivă elimină în mare parte acest neajuns, putîndu-se obține o frecvență a oscilațiilor caroseriei care să se încadreze între limitele recomandate (60 ~ 80 oscilații pe minut) la orice încărcare a autocamionului.

Una dintre soluțiile constructive simple, cu preț de cost redus și durabilitate ridicată — prin care se obține o suspensie progresivă — constă în eliminarea legăturilor clasice (bolț-cercel) ale arcurilor semieliptice cu foi și înlocuirea lor prin reazeme simple pe suprafețe cilindrice. Astfel de legături poartă numele de „sănii" și permit o variație a deschiderii arcului cu sarcina, fapt care duce la creșterea rigidității concomitent cu creșterea sarcinii. În plus, pentru corectarea caracteristicii arcului, începînd de la o anumită sarcină, se utilizează arcuri tubulare de cauciuc, de tip Aeon (fig. 1), datorită cărora caracteris-

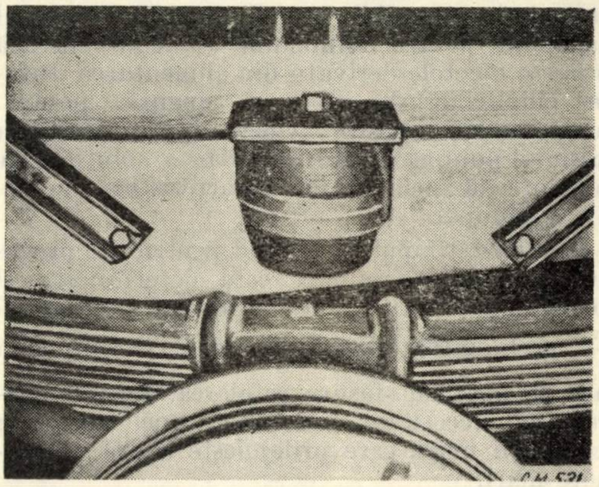


Fig. 1

tica suspensiei se apropie mai mult de cea ideală (exponenţială).

Pentru preluarea forţelor de propulsie şi de frînare se utilizează, în acest caz, o foaie suplimentară de arc, care face legătura între osia şi rama autocamionului, descărcînd astfel foaia principală a arcului de eforturile suplimentare de întindere sau de compresiune.

Elementele geometrice ale suspensiei. Pentru stabilirea expresiilor pe baza cărora se determină diferitele elemente geometrice la suspensie, se admite că foaia principală a arcului are atît în stare liberă, cît şi în stare deformată, forma unui arc de cerc [2]. În stare liberă această formă se datoreşte construcţiei arcului, iar în stare deformată se poate admite că are tot forma unui arc de cerc deoarece arcul semieliptic provine de la un arc ideal dublu triunghiular de grosime constantă. Ca urmare momentul de inerţie geometric pentru diferitele secţiuni ale arcului variază liniar, tot aşa cum variază şi momentul încovoietor pentru secţiunile respective. Aceasta arată că şi după deformare, raza de curbură a arcului este constantă, deci arcul deformat are tot forma unui arc de cerc. Evident, în realitate vor exista oarecari abateri datorită formei trapezoidale a arcului real. De aceste abateri se va ţine seamă în calculele de rezistenţă prin introducerea unor coeficienţi de formă.

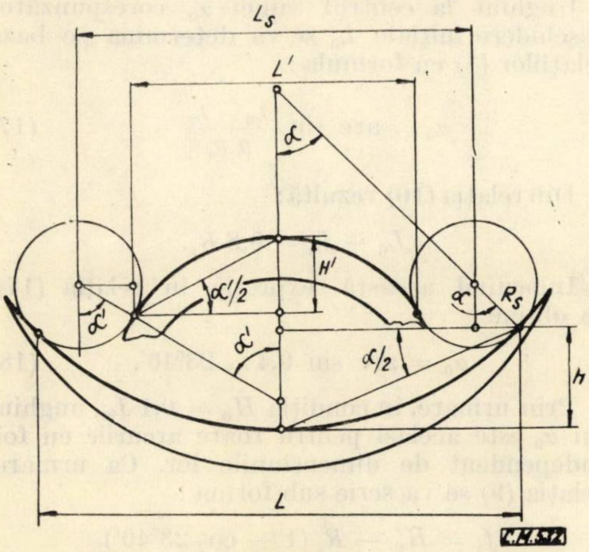


Fig. 2

În condiţiile ipotezei admise, pe baza figurii 2 pot fi scrise relaţiile :

$$
\begin{aligned}
&\sin\alpha = \frac{L-L_s}{2R_s},\quad \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{2H}{L};\\
&\sin\alpha' = \frac{L_s-L}{2R_s},\quad \operatorname{tg}\frac{\alpha'}{2} = \frac{2H'}{L'};\\
&\alpha = \operatorname{arc}\,\sin\frac{L-L_s}{2R_s},\quad \alpha' = \operatorname{arc}\,\sin\frac{L_s-L'}{2R},
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

în care :

L este deschiderea arcului la o săgeată pozitivă ;

L_s — distanţa dintre centrele de curbură ale săniilor ;

R_s — raza săniei ;

H — înălţimea arcului la o săgeată pozitivă a arcului ;

α — unghiul la centrul saniei pentru o săgeată pozitivă a arcului ;

L' — deschiderea arcului la o săgeată negativă ;

H' — înălţimea arcului la o săgeată negativă ;

α' — unghiul la centrul saniei pentru o săgeată negativă a arcului.

Ţinînd seamă că :

$$\sin\alpha = \frac{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}},\quad \sin\alpha' = \frac{2\operatorname{tg}\frac{\alpha'}{2}}{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha'}{2}} \qquad (2)$$

pe baza relaţiilor (1) şi (2) se obţine :

$$\sin\alpha = \frac{4HL}{L^2+4H^2},\quad \sin\alpha' = \frac{4H'L'}{L'^2+4H'^2}. \qquad (3)$$

Avînd în vedere condiţiile admise pentru micile deformaţii ale arcului [8] :

$$H \leqslant 0{,}1\,L,\quad H' \leqslant 0{,}1\,L' \qquad (4)$$

rezultă

$$H^2 \leqslant 0{,}01\,L^2,\quad H' \leqslant 0{,}01L'^2.$$

Prin urmare termenii : $4H^2$, $4H'^2$ pot fi neglijaţi în raport cu L^2, respectiv L'^2, fără a depăşi o eroare de 4%, iar relaţiile (3) devin :

$$\sin\alpha = \frac{4H}{L},\quad \sin\alpha' = \frac{4H'}{L'}. \qquad (5)$$

Pe baza relaţiilor (1) şi (5) se poate scrie :

$$\frac{L-L_s}{2R_s} = \frac{4H}{L},\quad \frac{L_s-L'}{2R_s} = \frac{4H'}{L'}$$

sau :

$$H = \frac{L(L-L_s)}{8R_s},\quad H' = \frac{L'(L_s-L')}{8R_s}. \qquad (6)$$

Pe baza figurii 3 se determină săgeata pozitivă a arcului f şi săgeata negativă a arcului f', cu relaţiile :

$$f = H_0 - H - \Delta H,\quad f' = H_0 + H' - \Delta H';$$

$$\Delta H = R_s(\cos\alpha - \cos\alpha_0);$$

$$\Delta H' = R_s(\cos\alpha' - \cos\alpha_0),$$

din care se obţin formulele :

$$f = H_0 - H - R_s\,(\cos\alpha - \cos\alpha_0),$$

$$f' = H_0 + H' - H_s\,(\cos\alpha' - \cos\alpha_0), \tag{7}$$

în care :

H_0 este înălţimea iniţială a arcului descărcat ;

α_0 — unghiul la centrul saniei corespunzător înălţimii iniţiale H_0.

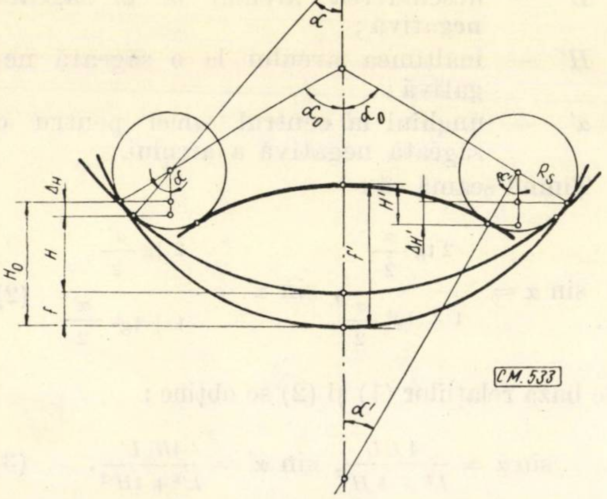


Fig. 3

Săgeata maximă dinamică f_d, săgeata statică f_s şi deformaţia maximă negativă a arcului f_0' pot fi determinate pe baza figurii 4, cu relaţiile :

$$f_d = H_0 + H_0' - R_s\,(\cos\alpha_0' - \cos\alpha_0)\,; \tag{8}$$

$$f_s = H_0 - R_s\,(1 - \cos\alpha_0)\,; \tag{9}$$

$$f_0' = H_0' + R_s\,(1 - \cos\alpha_0')\,; \tag{10}$$

$$f_d = f_s + f_0', \tag{11}$$

în care :

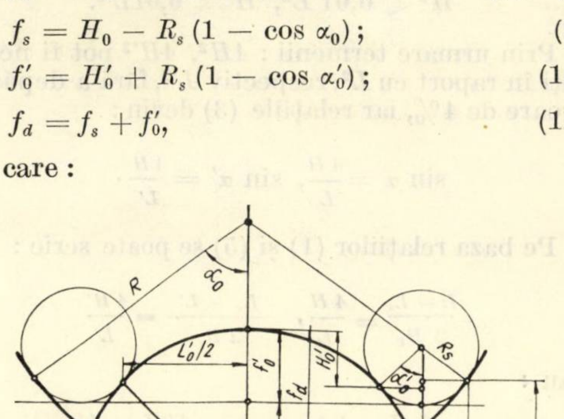


Fig. 4

H_0' este înălţimea maximă negativă a arcului ;

α_0' — unghiul la centrul saniei corespunzător înălţimii H_0'.

Deformaţia maximă negativă a arcului f_0' mai poate fi exprimată şi cu formula :

$$f_0' = \delta_d - \delta_s, \tag{12}$$

în care :

δ_d este deformaţia maximă dinamică a arcului de cauciuc, care corespunde săgeţii dinamice f_d a arcului cu foi ;

δ_s — deformaţia statică a arcului de cauciuc care corespunde săgeţii statice f_s a arcului cu foi.

Săgeata f_c la care intră în funcţiune arcul de cauciuc se determină cu relaţia :

$$f_c = f_s - \delta_s = f_d - \delta_d\,. \tag{13}$$

Deschiderea iniţială L_0 şi înălţimea iniţială H_0 a arcului cu foi se determină din condiţia micilor deformaţii :

$$H_0 = 0{,}1\,L_0 \tag{14}$$

şi a expresiei :

$$H_0 = \frac{L_0\,(L_0 - L_s)}{8\,R_s} \tag{15}$$

scrisă în baza relaţiilor (6).

Din expresiile (14) şi (15) rezultă :

$$L_0 = L_s + 0{,}8\,R_s. \tag{16}$$

Unghiul la centrul saniei α_0 corespunzător deschiderii iniţiale L_0 se va determina pe baza relaţiilor (1) cu formula :

$$\alpha_0 = \text{arc sin}\,\frac{L_0 - L_s}{2\,R_s}\,. \tag{17}$$

Din relaţia (16) rezultă :

$$L_0 - L_s = 0{,}8\,R_s.$$

Inlocuind această expresie în relaţia (17), se obţine :

$$\alpha_0 = \text{arc sin}\ 0{,}4 \simeq 23^0 40'. \tag{18}$$

Prin urmare, în condiţia $H_0 = 0{,}1\,L_0$, unghiului α_0 este acelaşi pentru toate arcurile cu foi, independent de dimensiunile lor. Ca urmare, relaţia (9) se va scrie sub forma :

$$f_s = H_0' - R_s\,(1 - \cos 23°40')$$

sau :

$$f_s = H_0 - 0{,}084\ R_s\,.$$

Înlocuind în această relaţie condiţia :

$$H_0 = 0{,}1\ L_0,$$

se obţine :

$$f_s = 0{,}1\,L_0 - 0{,}084\ R_s\,. \tag{19}$$

Din relaţiile (19) şi (16) rezultă, pentru săgeata statică, expresia :

$$f_s = 0{,}1\,L_s - 0{,}004\,R_s\,. \tag{20}$$

Deschiderea arcului corespunzătoare unei anumite săgeţi este necesar să fie cunoscută pentru determinarea deschiderii minime L'_0 corespunzătoare săgeţii maxime dinamice f_d; apoi, pentru determinarea deschiderii L_c corespunzătoare săgeţii f_c la care intră în funcţiune arcul de cauciuc şi de asemenea la determinarea deschiderii L_a corespunzătoare săgeţii f_a la care intră în funcţiune întreg arcul cînd acesta este divizat în două pachete de foi.

Deschiderea arcului în funcţie de săgeată se determină pe baza relaţiilor (7):

$$f = H_0 - H - R_s \cos \alpha + R_s \cos \alpha_0 ;$$

$$f' = H_0 + H' - R_s \cos \alpha' + R_s \cos \alpha_0,$$

din care rezultă:

$$R_s \cos \alpha = H_0 - \mathrm{f} + R_s \cos \alpha_0 - H ;$$

$$R_s \cos \alpha' = H_0 - f' + R_s \cos \alpha_0 + H'.$$

Introducînd notaţiile:

$$\left.\begin{aligned} K &= H_0 - f + R_s \cos \alpha_0 ; \\ K' &= H_0 - f' + R_s \cos \alpha_0, \end{aligned}\right. \qquad (21)$$

se poate scrie:

$$R_s \cos \alpha = \mathrm{K} - H,\ R \cos \alpha' = K' + H'. \qquad (22)$$

Din relaţiile (22) şi (6) se obţine:

$$\left.\begin{aligned} R_s \cos \alpha &= K - \frac{L(L - L_s)}{8 R_s}, \\ R_s \cos \alpha' &= K' + \frac{L'(L_s - L')}{8 R_s}. \end{aligned}\right. \qquad (23)$$

Ţinînd seamă de relaţiile (1) se poate scrie:

$$\left.\begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{1}{2 R_s} \sqrt{4 R_s^2 - (L - L_s)^2}, \\ \cos \alpha' &= \frac{1}{2 R_s} \sqrt{4 R_s^2 - (L_s - L')^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

Din relaţiile (23) şi (24) rezultă:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{2}\sqrt{4 R_s^2 - (L - L_s)^2} &= K - \frac{L(L - L_s)}{8 R_s}, \\ \frac{1}{2}\sqrt{4 R_s^2 - (L' - L_s)^2} &= K' - \frac{L'(L' - L_s)}{8 R_s} \end{aligned}\right\} (25)$$

Notînd cu x deschiderea necunoscută:

$$L = x,\ L' = x$$

relaţiile (24) devin:

$$\left.\begin{aligned} 4 R_s \sqrt{4 R_s^2 - (x - L_s)^2} &= 8 K R_s - x(x - L_s) \\ 4 R_s \sqrt{4 R_s^2 - (x - L_c)^2} &= 8 K' R_s - x(x - L_c) \end{aligned}\right\}.$$

care pot fi scrise sub forma:

$$\left.\begin{aligned} (8 R_s^2)^2 - [8 K R_s - x(x - L_s)]^2 &= (4 R_s)^2 (x - L_s)^2 \\ (8 R_s^2)^2 - [8 K' R_s - x(x - L_s)]^2 &= (4 R_s)^2 (x - L_s)^2 \end{aligned}\right\}. \qquad (26)$$

Pentru evitarea rezolvării unei ecuaţii algebrice de gradul patru, urmărind o soluţionare grafică, se introduc substituţiile:

$$\left.\begin{aligned} a = 4 R_s,\ b = 8 R_s^2 = \frac{a^2}{2},\ y = x - L_s \\ z = 8 K R_s - x(x - L_s),\ z = 8 K' R_s - x(x - L_s) \end{aligned}\right\} (27)$$

pe baza cărora relaţiile (26) pot fi exprimate printr-o singură expresie:

$$a^2 y^2 + z^2 - \left(\frac{a^2}{2}\right)^2 = 0,$$

care se scrie sub forma:

$$\frac{z^2}{\left(\frac{a^2}{2}\right)^2} + \frac{y^2}{\left(\frac{a^2}{2}\right)^2} - 1 = 0. \qquad (28)$$

Relaţia (28) exprimă o elipsă cu semiaxele: $\frac{a^2}{2}$ şi $\frac{a}{2}$.

Avînd în vedere substituţiile (27) se pot scrie, relaţiile:

$$z = 8 K R_s - L_s y - y^2 ;\ z = 8 K' R_s - L_s y - y^2. \qquad (29)$$

Relaţiile (29) reprezintă ecuaţiile unor parabole.

La intersecţia elipsei (28) cu parabolele (29) se găsesc valorile lui y, apoi se determină deschiderile L şi L' cu relaţiile:

$$L = L_s + y,\ L' = L_s + y. \qquad (30)$$

Elipsa (28) fiind funcţie numai de raza saniei ($a = 4 R_s$), se va trasa o singură dată pentru orice săgeată a arcului.

Parabolele (29) se vor trasa pentru fiecare săgeată în parte, căci sînt funcţii de constantele K şi K' care la rîndul lor sînt funcţii de săgeţi conform relaţiilor (21).

Înălţimile H_a, H_c, H'_0 ale arcului cu foi corespunzătoare deschiderilor L_a, L_c, L'_0 se determină pe baza relaţiilor (6) cu formulele:

$$H_a = \frac{L_a (L_a - L_s)}{8 R_s};\ H_c = \frac{L_c (L_c - L_s)}{8 R_s};$$

$$H'_0 = \frac{L'_0 (L_s - L'_0)}{8 R_s}, \qquad (31)$$

iar unghiurile la centrul saniei α_a, α_c, α'_0 corespunzătoare înălţimilor arcului H_a, H_c,

H'_0 se determină pe baza relațiilor (1) cu formulele :

$$\alpha_a = \arcsin\frac{L_a - L_s}{2\,R_s},\quad \alpha_c = \arcsin\frac{L_c - L_s}{2\,R_s},$$

$$\alpha'_0 = \arcsin\frac{L_s - L_0}{2\,R_s}. \qquad (32)$$

Calculul de rezistență al suspensiei. Numărul de foi ale arcului semieliptic se determină din condiția ca sarcina nominală P să se realizeze la o deschidere aproximativ egală cu distanța L_s dintre centrele săniilor. Avînd în vedere că la deschiderea L_s arcul de cauciuc preia o sarcină V_s, se poate scrie relația :

$$P - V_s = \frac{2\,\sigma\,W}{L_s}, \qquad (33)$$

în care :

σ este efortul unitar de încovoiere la solicitarea statică a arcului din spate ;

W — modulul de rezistență axial al arcului cu foi avînd expresia :

$$W = \frac{nba^2}{6}, \qquad (34)$$

în care :

n este numărul de foi ale arcului ;

b — lățimea unei foi ;

a — grosimea unei foi.

Din relațiile (33) și (34) se obține numărul de foi ale arcului :

$$n = \frac{3\,(P - V_s)\,L_s}{2\,ba^2\,\tau}. \qquad (35)$$

După rotunjire în plus a numărului de foi, pînă la cel mai apropiat număr întreg, se determină efortul unitar efectiv de încovoiere, la solicitarea statică, cu formula :

$$\sigma = \frac{3\,(P - V_s)\,L_s}{2\,nba^2}. \qquad (36)$$

Săgeata arcului se determină cu formula lui Mohr :

$$f = q_1\int_0^{\frac{L}{2}}\frac{M_{(x)}\,M_{1(x)}}{EI}\,\mathrm{d}_x, \qquad (37)$$

în care :

q_1 este coeficientul de formă al arcului care ține seamă de abaterea arcului de la forma dreptunghiulară la cea trapezoidală ;

$M_{(x)}$ — momentul încovoietor în secțiunea x (fig. 5) a reacțiunii din dreptul saniei ;

$M_{1(x)}$ — momentul încovoietor în secțiunea x a sarcinii unitare aplicată în dreptul saniei pe direcție verticală ;

E — modulul de elasticitate longitudinal ;

I — momentul de inerție geometric al arcului.

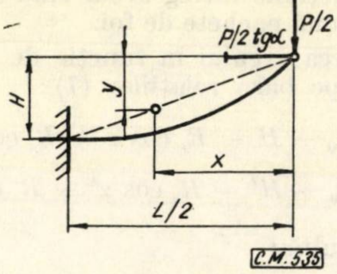


Fig. 5

Presupunînd că excentricitatea componentei orizontale $\frac{P}{2}\,\mathrm{tg}\,\alpha$ variază liniar și nu după arcul de cerc (fig. 5) pot fi scrise relațiile :

$$M_{(x)} = x\,\frac{P}{2} + y\,\frac{P}{2}\,\mathrm{tg}\,\alpha,\quad M_{1(x)} = 1\cdot x;$$

$$y = \frac{2\,H}{L}\,x,\quad I = \frac{nba^2}{12},$$

pe baza cărora formula (37) capătă expresia indicată în [2] :

$$f = q_1\,\frac{P\,L^2\,(L + 2H\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{4\,nba^3\,E}. \qquad (38)$$

Pentru deschiderea $L = L_s$, $H = 0$, iar sarcina care revine arcului este $P - V_s$, săgeata statică se va exprima prin relația :

$$f_s = \frac{q_1\,(P - V_s)\,L_s^3}{4\,nba^3\,E}. \qquad (39)$$

Din expresiile (36) și (39) se obține relația dintre efortul unitar de încovoiere la solicitarea statică a arcului și săgeata statică :

$$\sigma = \frac{6\,a\,f_s\,E}{q_1\,L_s^2}. \qquad (40)$$

Această relație servește la verificarea efortului unitar corespunzător săgeții statice f_s și deschiderii L_s a arcului.

Săgeata maximă dinamică f_d, corespunzătoare sarcinii dinamice P_d ce acționează asupra arcului, se determină cu relația (38), în care se înlocuiește :

$$f = f_d,\ H = H'_0,\ \alpha = \alpha'_0,\ L = L'_0,\ P = P'_d,$$

obținîndu-se

$$f_d = q_1\,\frac{P'_d\,L_0'^2\,(L'_0 + 2\,H'_0\,\mathrm{tg}\,\alpha'_0)}{4\,nba^2E}. \qquad (41)$$

Efortul unitar maxim de încovoiere, la solicitarea dinamică a arcului, se exprimă prin formula :

$$\sigma_d = \frac{3\, P'_d (L'_0 + 2\, H'_0 \operatorname{tg} \alpha'_0)}{2\, nba^2}. \qquad (42)$$

Relaţia dintre efortul unitar maxim de încovoiere σ_d şi săgeata maximă dinamică f_d se obţine cu ajutorul formulelor (41) şi (42), sub forma :

$$\sigma_d = \frac{6a\, f_d\, E}{q_1\, L_0'^2}. \qquad (43)$$

Această relaţie serveşte la verificarea efortului maxim de încovoiere la solicitarea dinamică a arcului.

Capacitatea portantă maximă P'_d a arcului cu foi se obţine din expresia (41) :

$$P'_d = \frac{4\, nba^3\, f_d\, E}{q_1\, L_0'^2\, (L'_0 + 2\, H'_0 \operatorname{tg} \alpha'_0)}, \qquad (44)$$

iar capacitatea portantă maximă a suspensiei (arc foi — arc cauciuc) se determină cu relaţia :

$$P_d = P'_d + V_d. \qquad (45)$$

Coeficientul dinamic ε' al arcului cu foi este dat de relaţia :

$$\varepsilon' = \frac{P'_d}{P}, \qquad (46)$$

iar coeficientul dinamic ε al suspensiei (arc foi-arc cauciuc) este dat de relaţia :

$$\varepsilon = \frac{P_d}{P}. \qquad (47)$$

Rigiditatea arcului cu foi se obţine din expresia :

$$c' = \frac{4\, nba^3\, E}{q_1\, L^2\, (L + 2H \operatorname{tg} \alpha)}, \qquad (48)$$

iar rigiditatea arcului de cauciuc se obţine cu formula :

$$c'' = \frac{V}{f}, \qquad (49)$$

în care V este sarcina preluată de arcul de cauciuc la săgeata f a arcului semieliptic cu foi.

Săgeata f se poate exprima sub forma :

$$f = f_c + \delta, \qquad (50)$$

în care :

δ este deformaţia arcului de cauciuc (fig. 6) corespunzătoare săgeţii f a arcului cu foi ;

f_c — săgeata arcului cu foi la care intră în funcţiune arcul de cauciuc.

Din relaţia (50) rezultă :

$$\delta = f - f_c. \qquad (51)$$

Din relaţiile (49), (50) şi (13) se obţine :

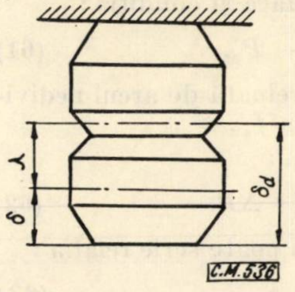


Fig. 6

$$c'' = \frac{V}{f_d - \delta_d + \delta}. \qquad (52)$$

Notînd :

$$\lambda = \delta_d - \delta, \qquad (53)$$

relaţia (52) devine :

$$c'' = \frac{V}{f_d - \lambda}. \qquad (54)$$

Rigiditatea suspensiei (arc foi-arc cauciuc) este :

$$c = c' + c''. \qquad (55)$$

Pentru trasarea caracteristicii elastice a suspensiei se vor determina diferitele valori ale capacităţii portante P_i a suspensiei, pe baza relaţiei :

$$P_i = f_i\, c_i,\ (i = 1, 2, 3, \ldots). \qquad (56)$$

În cazul cînd coeficientul dinamic ε depăşeşte valorile prescrise, respectiv cînd capacitatea portantă a suspensiei P_d depăşeşte valoarea obţinută în regimul de mişcare al autocamionului care produce cele mai mari solicitări ale suspensiei — regimul derapării în curbă — pentru suspensia din spate [16], se va reduce capacitatea portantă a suspensiei prin diviziarea arcului în două pachete de foi şi menţinerea săgeţii dinamice maxime f_d.

Reducerea capacităţii portante ΔP se obţine pe baza relaţiei :

$$\Delta P = P_d - \varepsilon_n\, P, \qquad (57)$$

în care ε_n este coeficientul dinamic necesar suspensiei.

Capacitatea portantă efectivă P_e a arcului divizat în două pachete de foi este :

$$P_e = P'_d - \Delta P. \qquad (58)$$

Coeficientul dinamic efectiv al arcului divizat în două pachete de foi se obţine din relaţia :

$$\varepsilon_e = \frac{P_e}{P}. \qquad (59)$$

Pentru stabilirea capacităţii portante maxime P_p a pachetului superior de foi se va avea în vedere [15] că un autocamion, din timpul total de funcţionare, merge : 20% în gol, 20% cu jumătate din sarcina nominală şi 60% cu sarcina nominală. Ca urmare se alege :

$$P_p = (0{,}3 \sim 0{,}4)\, P. \qquad (60)$$

Săgeata f_a la care intră în funcţiune întreg arcul se determină din condiţia ca în caracteristica elastică a arcului să nu apară un salt brusc la intrarea pachetului inferior de foi în funcţiune. Pentru aceasta, reducerea capacităţii portante ΔP trebuie să satisfacă şi condiţia :

$$\Delta P = P_a - P_p, \tag{61}$$

în care P_a este sarcina preluată de arcul nedivizat în pachete, la săgeata f_a.

Din relaţia (61) rezultă :

$$P_a = P_p + \Delta P. \tag{62}$$

Pe de altă parte se mai poate scrie relaţia :

$$P_a = f_a \cdot c_a , \tag{63}$$

în care c_a este rigiditatea arcului nedivizat corespunzătoare sarcinii P_a. Rigiditatea c_a se obţine prin interpolare din tabela în care se calculează diferitele valori ale rigidităţii pe baza relaţiei (48).

Din expresia (63) rezultă :

$$f_a = \frac{P_a}{c_a}. \tag{64}$$

Numărul de foi ale pachetului superior se stabileşte preliminar cu formula :

$$n_p = \frac{3\,P_p\,(L_a + 2\,H_a \operatorname{tg} \alpha_a)}{2\,ba^3\,\sigma}, \tag{65}$$

şi apoi se verifică cu relaţia :

$$n_p = \frac{q_1\,P_p\,L_a^2\,(L_a + 2\,H_a \operatorname{tg} \alpha_a)}{4\,ba^3\,f_a\,E}. \tag{66}$$

Numărul de foi n'_p ale pachetului inferior rezultă :

$$n'_p = n - n_p. \tag{67}$$

Rigiditatea pachetului superior de foi se exprimă prin relaţia :

$$c_p = \frac{4 n_p\, b\, a^3\, E}{q_1\, L^2\, (L + 2\, H \operatorname{tg} \alpha)}. \tag{68}$$

În vederea trasării caracteristicii elastice a suspensiei prevăzută cu arc divizat în două pachete de foi, capacitatea portantă P se calculează pentru intervalul :

$$0 \leqslant P_i^* \leqslant P_p ,$$

cu formula (56), în care rigiditatea c_i se determină pe baza relaţiei (68). Pentru intervalul :

$$P_p \leqslant P_i^* \leqslant P_c ,$$

capacitatea portantă se calculează cu formula :

$$P_i^* = f_i\, c_i - \Delta P, \tag{69}$$

în care rigiditatea c_i se determină cu formula (48), iar pentru intervalul :

$$P_c < P_i^* < \varepsilon_n\, P,$$

capacitatea portantă se determină tot cu formula (69) însă rigiditatea c_i se stabileşte cu formula (55).

Aplicaţie numerică pentru suspensia punţii din spate a autobasculantei SR—15—10. Valorile numerice ale mărimilor, stabilite în tema de proiectare, care intervin în calcul suspensiei sînt trecute în tabela 1.

Tabela 1

Sarcina nominală P, kgf	Distanţa dintre sănii L_S, cm	Raza saniei R_S, cm	Lăţimea unei foi b, cm	Grosimea unei foi a, cm
3 400	150	25	9	1

Deschiderea iniţială a arcului L_0 se stabileşte cu relaţia (16) :

$$L_0 = 150 + 0{,}8\ .\ 25 = 170 \text{ cm}.$$

Înălţimea iniţială a arcului H_0 se obţine din relaţia (14) :

$$H = 0{,}1\ .\ 170 = 17 \text{ cm}.$$

În funcţie de unghiul la centrul saniei $\alpha_0 = 23°40'$ se citeşte din tabelele trigonometrice :

$$\cos \alpha_0 = 0{,}916,\ \operatorname{tg} \alpha_0 = 0{,}438.$$

Săgeata statică f_s se calculează cu formula (20) :

$$f = 0{,}1\ .\ 150 - 0{,}004\ .\ 25 = 14{,}9 \text{ cm}.$$

Deformaţia arcului de cauciuc δ_s, la săgeata statică a arcului cu foi, se citeşte din caracteristica arcului de cauciuc (fig. 7) indicat în [14]. Pentru o sarcină $V_s = 100$ kgf, rezultă $\delta_s = 1{,}5$ cm.

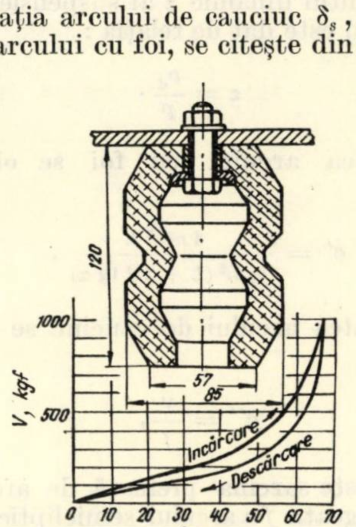


Fig. 7

Deformaţia arcului de cauciuc δ_d, la săgeata maximă dinamică, se citeşte tot din figura 7. Astfel, pentru $V_d = 800$ kgf, rezultă $\delta_d = 6{,}7$ cm.

Deformaţia maximă negativă a arcului cu foi f_0' se stabileşte cu formula (12):

$$f_0' = 6{,}7 - 1{,}5 = 5{,}2 \text{ cm}.$$

Săgeata maximă dinamică f_d se obţine din relaţia (11):

$$f_d = 14{,}9 + 5{,}2 = 20{,}1 \text{ cm}.$$

Săgeata arcului cu foi la care intră în funcţiune arcul de cauciuc f_c se stabileşte cu formula (13):

$$f_c = 14{,}9 - 1{,}5 = 13{,}4 \text{ cm}.$$

Deschiderea minimă a arcului cu foi L_0' se obţine din relaţiile (30), în care $y = -7$ cm rezultă din figura 8, ca abscisa punctului de intersecţie al parabolei (P_1) cu elipsa (E); prin urmare:

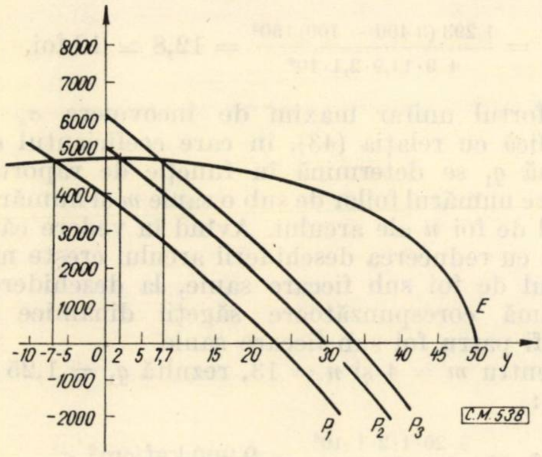


Fig. 8

$$L_0' = 150 - 7 = 143 \text{ cm}.$$

Înălţimea finală a arcului cu foi se determină cu relaţiile (31):

$$H_0' = \frac{143\,(150 - 143)}{8.25} = 5 \text{ cm},$$

iar unghiul final la centrul saniei α_0' se obţine cu formulele (32):

$$\alpha_0' = \text{arc sin}\,\frac{150 - 143}{2 \cdot 50} \simeq 8°.$$

Deschiderea arcului cu foi L_c' corespunzătoare săgeţii f_c, la care intră în funcţiune arcul de cauciuc, se obţine tot pe baza relaţiilor (30), în care $y = 2$ cm rezultă din figura 8 ca intersecţie a parabolei (P_2) cu elipsa (E); deci:

$$L_c = 150 + 2 = 152 \text{ cm}.$$

Înălţimea H_c a arcului cu foi la care intră în funcţiune arcul de cauciuc se determină pe baza relaţiilor (31):

$$H_c = \frac{152\,(152 - 150)}{8.25} = 1{,}52 \text{ cm}.$$

Unghiul la centrul saniei α_c' corespunzător înălţimii H_c a arcului cu foi se obţine pe baza relaţiilor (32):

$$\alpha_c = \text{arc sin}\,\frac{152 - 150}{2 \cdot 25} = 2°20'.$$

Calculele numerice necesare reprezentărilor grafice ale elipsei şi parabolelor sînt indicate în tabela 2.

Tabela 2

Nr. crt.	Elipsa (E)					Parabolele (P_1), (P_2), (P_3)				
	y, cm	y^2	$2500-y^2$	$\sqrt{2500-y^2}$	z, cm	$-y^2$	$-150\,y$	z_0', cm	z_c, cm	z_a, cm
0	0	0	2 500	50	5 000	0	0	3 975	5 300	6 130
1	5	25	2 475	49,75	4 975	25	− 750	3 200	4 525	5 355
2	10	100	2 400	49	4 900	− 100	−1 500	2 375	3 700	4 530
3	15	225	2 275	47,6	4 760	− 225	−2 250	1 500	2 825	3 655
4	20	400	2 100	45,8	4 580	− 400	−3 000	575	1 900	2 730
5	25	625	1 875	43,3	4 330	− 625	−3 750	− 400	925	1 755
6	30	900	1 600	40	4 000	− 900	−4 500	−1 425	− 100	730
7	35	1 225	1 275	35,7	3 570	−1 225	−5 250	−2 500	−1 175	− 345
8	40	1 600	900	30	3 000	−1 600	−6 000	−3 625	−2 300	−1 470
9	45	2 022	478	21,9	2 190	−2 022	−6 750	−4 800	−3 472	−2 642
10	50	2 500	0	0	0	−2 500	−7 500	−6 025	−4 700	−3 870

Coordonatele z ale punctelor de pe elipsa (E) au fost determinate pe baza ecuaţiei (28), scrisă sub forma:

$$z = a\sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 - y^2} = 100\sqrt{2\,500 - y^2}.$$

Coordonatele z_0' ale punctelor de pe parabola (P_1) s-au determinat pe baza ecuaţiei:

$$z_0' = -y^2 - L_s\, y + 8\,K'R_s,$$

dedusă din relaţiile (29), în care K' s-a calculat cu formulele (21):

$$K' = H_0 - f_d + R_s \cos\alpha_0 = 17 - 20,$$
$$1 + 25\ .\ 0{,}916 = 19{,}75.$$

Prin urmare:

$$z_0' = -y^2 - 150\,y + 3\ 975.$$

Coordonatele z_c ale punctelor de pe parabola (P_2) s-au determinat pe baza ecuaţiei:

$$z_c = -y^2 - 150\,y + 8\,KR_s,$$

în care:

$$K = H_0 - f_c + R_s \cos\alpha_0 = 17 - 13{,}4 +$$
$$+ 25\ .\ 0.916 = 26{,}45$$

şi deci:

$$z_c = -y^2 - 150\,y + 5\ 300.$$

Coordonatele z_a ale punctelor de pe parabola (P_3) s-au obţinut pe baza ecuaţiei:

$$z_a = -y^2 - 150\,y + 8\,KR_s,$$

în care:

$$K = H_a - f_a + R_s \cos\alpha = 17 - 9{,}2 +$$
$$+ 25\ .\ 0{,}916 = 30{,}65;$$

deci:

$$z_a = -y^2 + 6130.$$

Calculul săgeţii $f_a = 9{,}2$ cm se va indica ulterior.

Numărul de foi ale arcului se determină cu formula (35):

$$n = \frac{3\,(3\,400 - 100)\cdot 150}{2\cdot 9\cdot 6\,500} = 12{,}7 \simeq 13 \text{ foi.}$$

Efortul unitar efectiv de încovoiere la solicitarea statică a arcului se stabileşte cu formula (36):

$$\sigma = \frac{3\,(3\,400 - 100)\cdot 150}{2\cdot 9\cdot 13} = 6\,360\ \text{kgf/cm}^2.$$

Dacă arcul de cauciuc este scos din funcţiune, $V_s = 0$, iar efortul unitar efectiv de încovoiere va fi:

$$\sigma = \frac{3\cdot 3400\cdot 150}{2\cdot 9\cdot 13} = 6\,540\ \text{kgf/cm}^2 \simeq 6\,500\ \text{kgf/cm}^2.$$

O mică depăşire a valorilor prescrise pentru eforul unitar de încovoiere poate fi admisă avîndu-se în vedere că arcul cu legături de tip „sanie'' nu mai preia eforturi suplimentare datorită forţelor de propulsie sau frînare ca arcurile clasice, cu bolţ şi cercel, pentru care s-a stabilit [8] valorile limită ale eforturilor unitare de încovoiere $\sigma \leqslant 5\ 500 \sim 6\ 500$ kgf/cm² la solicitarea statică a arcului din spate şi $\sigma_d \leqslant 10\,000$ kgf/cm² la solicitarea dinamică a arcului din spate.

Verificarea numărului de foi se face utilizînd formula săgeţii statice (39), în care q_1 are, în funcţie de raportul $\frac{m}{n} = \frac{3}{13}$, valoarea $q_1 = 1{,}293$ [8]; deci:

$$n = \frac{1{,}293\,(3\,400 - 100)\,150^3}{4\cdot 9\cdot 14{,}9\cdot 2{,}1\cdot 10^6} = 12{,}8 \simeq 13 \text{ foi.}$$

Efortul unitar maxim de încovoiere σ_d se verifică cu relaţia (43), în care coeficientul de formă q_1 se determină în funcţie de raportul dintre numărul foilor de sub o sanie m şi numărul total de foi n ale arcului. Avînd în vedere că o dată cu reducerea deschiderii arcului creşte numărul de foi sub fiecare sanie, la deschiderea minimă corespunzătoare săgeţii dinamice f_d vor fi patru foi sub fiecare sanie.

Pentru $m = 4$ şi $n = 13$, rezultă $q_1 = 1{,}25$ şi deci:

$$\sigma_d = \frac{6\cdot 20\cdot 1\cdot 2\cdot 1\cdot 10^6}{1{,}25\cdot 143^2} = 9\,900\ \text{kgf/cm}^2 <$$
$$< 10\,000\ \text{kgf/cm}^2.$$

Capacitatea portantă maximă P_d' a arcului cu foi se stabileşte cu formula (44):

$$P_d' = \frac{4\cdot 13\cdot 9\cdot 20\cdot 1\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{1{,}25\cdot 143^2\,(143 + 2\cdot 5\cdot 0{,}14)} = 5\,350\ \text{kgf.}$$

Capacitatea portantă maximă P_d a suspensiei se obţine cu relaţia (45):

$$P_d = 5\ 350 + 800 = 6\ 150\ \text{kgf.}$$

Coeficientul dinamic al suspensiei se stabileşte cu relaţia (47):

$$\varepsilon = \frac{6\,150}{3\,400} = 1{,}81.$$

Valoarea acestui coeficient corespunde, după [14] pentru o săgeată statică $f_s = 14{,}9$ cm la o viteză a autocamionului de 97 km/h, care depăşeşte viteza maximă de 80 km/h.

În scopul reducerii coeficientului dinamic ε la valoarea necesară $\varepsilon_n = 1{,}65$ pentru $f_s = 14{,}9$ şi $V_{max} = 80$ km/h [14], capacitatea portantă a suspensiei va trebui să scadă cu valoarea ΔP, dată de formula (57):

$$\Delta P = 6\,150 - 1{,}63\cdot 3\,400 = 610\ \text{kgf.}$$

Această scădere a capacităţii portante se realizează prin divizarea arcului cu foi în două pachete de foi care vor intra progresiv în funcţiune datorită interstiţiului dintre pachetul superior şi cel inferior.

Capacitatea portantă efectivă a arcului divizat în două pachete de foi se obţine cu relaţia (58) :

$$P_e = 5\,350 - 610 = 4\,740 \text{ kgf}.$$

Coeficientul dinamic efectiv al arcului cu foi divizat în două pachete ε_e se determină cu expresia (59) :

$$\varepsilon_e = \frac{4\,740}{3\,400} = 1{,}4.$$

După [14] această valoare a coeficientului dinamic corespunde, pentru săgeata statică $f_s = 14{,}9$ cm, la o viteză de 45 km/h. Deci în lipsa arcului de cauciuc autocamionul se mai poate deplasa cu o viteză egală celei economice (40 ~ 50 km/h).

Pentru calculul rigidităţii arcului cu foi se are în vedere că la fiecare scădere a deschiderii cu cîte 10 cm mai intră cîte o foaie sub sănii. Calculul rigidităţii se face tabelar, alegîndu-se o serie de valori ale deschiderii arcului cuprins între $L_0 = 170$ cm şi $L_0' = 143$ cm (tabela 3). Rigiditatea arcului s-a determinat pe baza formulei (48) în care, pentru intervalul 170 cm $\geqslant L_i \geqslant$ 160 cm s-a ales :

$$m = 2,\ n = 13,\ q_1 = 1{,}354,$$

deci :

$$c_i' = \frac{4\cdot 13\cdot 9\cdot 2\cdot 10^6}{1{,}354\cdot L_i^2\,(L_i + 2\,H_i \operatorname{tg}\alpha_i)} = \frac{7{,}27\cdot 10^8}{L_i^2\,(L_i + 2\,H_i \operatorname{tg}\alpha_i)};$$

pentru intervalul 160 cm $> L_i \geqslant 150$ cm s-a considerat $m = 3$, $n = 13$, $q_1 = 1{,}293$ şi prin urmare :

$$c_i' = \frac{4\cdot 13\cdot 9\cdot 2\cdot 10^6}{1{,}354\, L_i^2\,(L_i + 2H_i \operatorname{tg}\alpha_i)} = \frac{7{,}61\cdot 10^8}{L_i^2\,(L_i + 2H_i \operatorname{tg}\alpha_i)},$$

iar pentru intervalul 150 cm $> L_i \geqslant 143$ cm s-a ales $m = 4$, $n = 13$, $q = 1{,}25$ şi deci :

$$c_i' = \frac{4\cdot 13\cdot 9\cdot 2\cdot 10^6}{1{,}25\, L_i^2\,(L_i + 2H_i \operatorname{tg}\alpha_i)} = \frac{7{,}88\cdot 10^8}{L_i^2\,(L_i + 2H_i \operatorname{tg}\alpha_i)}.$$

Pentru calculul rigidităţii arcului de cauciuc s-au determinat deformaţiile δ_i pe baza formulei (51) :

$$\delta_i = f_i - 13{,}4.$$

În funcţie de deformaţiile δ_i s-au citit pe curba caracteristică a arcului de cauciuc (fig 7) sarcinile V_i preluate de acest arc.

S-au calculat apoi diferenţele dintre deformaţia totală a arcului de cauciuc δ_d şi deformaţiile δ_i cu formula (53) :

$$\lambda_i = 6{,}7 - \delta_i,$$

iar pentru determinarea rigidităţii arcului de cauciuc s-a aplicat formula (54) :

$$c_i'' = \frac{V_i}{20{,}1 - \lambda_i}.$$

Capacitatea portantă maximă P_p a pachetului superior de foi se determină cu formula (60) :

$$P_a = 0{,}338\ .\ 3\ 400 = 1\ 150 \text{ kgf}.$$

Sarcina P_a se determină cu formula (63) :

$$P_a = 1\ 150 + 510 = 1\ 760 \text{ kgf}.$$

Rigiditatea c_a are valoarea $c_a = 191{,}5$ kgf/cm obţinută prin interpolare din tabela 3.

Săgeata f_a se obţine cu relaţia (64) :

$$f_a = 9{,}2 \text{ cm}.$$

Deschiderea arcului cu foi L_a corespunzătoare săgeţii f_a se obţine cu relaţiile (30), în care $y = 7{,}7$ cm este abscisa punctului de intersecţie (fig. 8) al parabolei (P_3) cu elipsa (E) :

$$L_a = 150 + 7{,}7 = 157{,}7 \text{ m}.$$

Înălţimea arcului H_a corespunzătoare săgeţii f_a la care intră în funcţie întreg arcul cu foi (şi pachetul inferior) se obţine pe baza relaţiilor (32) :

$$H_a = \frac{157{,}7\,(157{,}7 - 150)}{8.25} = 6{,}05 \text{ cm}.$$

Unghiul la centru α_a corespunzător înălţimii H_a se obţine cu formulele (23) :

$$\alpha_a = \arcsin \frac{157.7 - 150}{2.25} = 8°50'.$$

Ca verificare se calculează săgeata f_a pe baza relaţiilor (7) :

$$f_a = 17 - 6{,}05 - 25(0{,}987 - 0{,}916) = $$
$$= 9{,}18 \simeq 9{,}2 \text{ cm}.$$

Numărul de foi ale pachetului superior se determină preliminar cu formula (65) :

$$n_p = \frac{3\cdot 1\,150\,(157{,}7 + 2\cdot 6{,}12\cdot 0{,}158)}{2\cdot 9\cdot 5\,500} = 5{,}57 \simeq 6 \text{ foi}.$$

Verificare numărului de foi se face cu formula (66), în care coeficientul de formă q_1 are, pentru $m = 3$ şi $n = 6$, valoarea $q_1 = 1{,}16$.

Prin urmare :

$$n_p = \frac{1{,}16\cdot 1\,150\cdot 157{,}7^2\,(157{,}7 + 2{,}6\cdot 12\cdot 0{,}158)}{4\cdot 9\cdot 9\cdot 2{,}2{,}1\cdot 10^6} =$$
$$= 7{,}62 \simeq 8 \text{ foi}.$$

Pentru $m = 3$ şi $n_p = 8$ se obţine $q_1 = 1{,}214$ [8], şi deci numărul de foi al pachetulu superior este :

$$n_p = \frac{1{,}214\cdot 1\,150\cdot 157{,}7^2\,(157{,}7 + 2\cdot 6{,}12\cdot 0{,}158)}{4.9.9{,}2.2{,}1.10^6} = 8 \text{ foi}.$$

Tabela 3

n, m, q_1	i	L_i, cm	H_i, cm	$\sin\alpha_i$	$\cos\alpha_i$	$\mathrm{tg}\,\alpha_i$	f_i, cm	$2H_i\,\mathrm{tg}\,\alpha_i$	$L_i+2H_i+\mathrm{tg}\,\alpha_i$	L_i^2	$L_i^2(L_i+2H_i\,\mathrm{tg}\,\alpha_i)$	C_i', kgf/cm	CP_i, kgf/cm	δ_i, cm	V_i, kgf	λ_i, cm	$f_d\cdot\lambda_i$, cm	C_i'', kgf/cm	C_i, kgf/cm	P_i, kgf	P_i^*, kgf	σ_i, kgf/cm²
$n_p = 8$; $m = 2$; $q_1 = 1,2825$ $n = 13$; $m = 2$; $q_1 = 1,354$	0	170	17	0,4	0,916	0,438	0	14,9	184,9	$2,89.10^4$	$5,34.10^6$	136	86,5	—	—	—	—	—	136	0	0	0
	1	168	15,1	0,36	0,932	0.387	1,5	11,7	179,7	$2,82.10^4$	$5,06.10^6$	143,5	91,1	—	—	—	—	—	143,5	217	136	523
	2	166	13,3	0,32	0,947	0,338	2,93	9	175	$2,75.10^4$	$4,82.10^6$	151	95,6	—	—	—	—	—	151	432	280	1 045
	3	164	11,48	0,28	0,959	0,294	4,45	6,76	170,7	$2,69.10^4$	$4,6.10^6$	158	100	—	—	—	—	—	158	700	445	1 625
	4	162	9,72	0,24	0,971	0,246	5,91	4,78	166,8	$2,63.10^4$	$4,38.10^6$	166	105	—	—	—	—	—	166	980	620	2 210
	5	160	8	0,2	0,979	0,206	7,43	3,23	163,2	$2,56.10^4$	$4,18.10^6$	174	110	—	—	—	—	—	174	1 290	820	2 850
$n_p = 8$; $m = 3$; $q_1 = 1,214$; $n = 13$; $m = 3$; $q_1 = 1,293$	6	158	6,32	0,16	0,987	0,161	8,91	2,03	160	$2,5.10^4$	4.10^6	190	124	—	—	—	—	—	190	1 690	1 100	3 700
	7	157,7	6,05	0,154	0,988	0,155	9,2	1,89	159,6	$2,485.10^4$	$3,97.10^6$	191,5	125	—	—	—	—	—	191,5	1 760	1 150	3 840
	8	156	4,68	0,12	0,992	0,123	10,42	1,15	157,1	$2,44.10^4$	$3,84.10^6$	198	—	—	—	—	—	—	198	2 060	1 450	4 160
$n = 13$; $m = 3$ $q_1 = 1,293$;	9	154	3,08	0,08	0,997	0,081	11,9	0,5	154,5	$2,37.10^4$	$3,66.10^6$	208	—	—	—	—	—	—	208	2 440	1 830	4 900
	10	152	1,52	0,04	0,999	0,04	13,4	0,12	152,1	$2,31.10^4$	$3,52.10^6$	216	—	0	0	6,7	13,4	0	216	2 900	2 290	5 650
	11	150	0	0	1	0	14,9	0	150	$2,25.10^4$	$3,36.10^6$	226	—	1,5	100	5,2	14,9	7	233	3 480	2 870	6 450
$n = 13$; $m = 4$; $q_1 = 1,25$	12	148	1,48	0,04	0,999	0,04	16,4	0,12	148,1	$2,19.10^4$	$3,24.10^6$	243	—	3	180	3,7	16,4	11	254	4 170	3 560	7 560
	13	146	2,92	0,08	0,997	0,081	17,9	0,47	146,5	$2,13.10^4$	$3,13.10^6$	253	—	4,5	300	2,2	17,9	17	270	4 840	4 230	8 480
	14	144	4,32	0,12	0,992	0,123	19,42	1,06	145	$2,07.10^4$	$3,01.10^6$	262	—	6	600	0,7	19,4	31	293	5 690	5 080	9 760
	15	143	5	0,14	0,99	0,14	20,1	1,4	144,4	$2,05.10^4$	$2,96.10^6$	266	—	6,7	800	0	20,1	40	306	6 150	5 540	9 900

Numărul de foi al pachetului inferior se obţine cu relaţia (67):

$$n'_p = 13 - 8 = 5 \text{ foi.}$$

Rigiditatea pachetului superior de foi s-a determinat cu formula (68), în care pentru intervalul 170 cm $\geqslant L_i \geqslant$ 160 cm s-a ales $m = 2$, $n_p = 8$, $q_1 = 1{,}2823$; prin urmare:

$$c_{pi} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 9{,}2 \cdot 10^6}{1{,}2825\, L_i^2 (L_i + 2H_i \operatorname{tg} \alpha_i)} = \frac{4{,}61 \cdot 10^8}{L_i^2 (L_i + 2H_i + \operatorname{tg} \alpha_i)},$$

iar pentru intervalul 160 cm $> L_i \geqslant$ 157,7 cm s-a ales $m = 3$, $n = 8$, $q_1 = 1{,}214$; deci:

$$c_{pi} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 9 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{1{,}214\, L_i^2 (L_i + 2H_i \operatorname{tg} \alpha_i)} = \frac{4{,}975 \cdot 10^8}{L_i^2 (L_i + 2\, H_i \operatorname{tg} \alpha_i)}.$$

În tabela 3 sînt indicate calculele necesare pentru trasarea caracteristicii elastice a suspensiei pe arcuri cu foi şi arcuri de cauciuc, iar în figura 9 este reprezentată grafic caracteristica suspensiei. La trasarea caracteristicii s-au utilizat valorile P_i^* ale capacităţii portante pentru diferite săgeţi ale arcului cu foi.

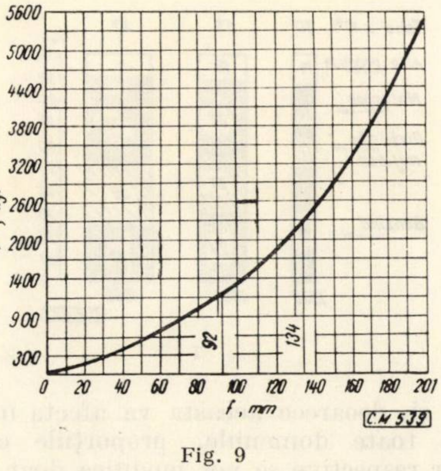


Fig. 9

Tot în tabela 3 sînt trecute şi valorile eforturilor unitare de încovoiere ce apar în foile principale ale arcului în zona de fixare a acestuia pe osia din spate. Aceste eforturi au fost calculate cu relaţia:

$$\sigma_i = \frac{6 \cdot 2.1 \cdot 10^6}{q_1} \cdot \frac{f_i}{L_i^2},$$

care are aceeaşi formă ca şi expresiile (40), respectiv (43).

BIBLIOGRAFIE

[1] Akademia Nauk S.S.S.R., Podveska avtomobilia. Moscova, 1951.

[2] *Boiangiu, D.* ş.a. Elementele elastice ale maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[3] *Ciudakov, E. A.* Teoria avtomobilia, Akademia S.S.S.R. Moscova, 1961.

[4] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[5] *Filonenko, M. M.* ş.a. Curs de rezistenţa materialelor, partea I. Bucureşti, Editura tehnică, 1951.

[6] *Filonenko, M. M.* ş.a. Curs de rezistenţa materialelor. partea a II-a. Bucureşti, Editura tehnică, 1952.

[7] *Filonenko, M. M., Borodici.* Teoria elasticităţii. Bucureşti, Editura tehnică, 1952.

[8] *Niemann, G.* Maschinenelemente. Erster Band. Berlin—Göttingen—Heidelberg, 1960.

[9] *Untaru, M.* Teoria, calculul şi construcţia automobilelor, Bucureşti Editura didactică şi pedagogică, 1961.

[10] *Urmă, D.* şi *Ionescu, Gh.* Arcuri pentru vehicule. Bucureşti. Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1961.

[11] *Keraval, J.* Problèmes particuliers aux véhicules de transport en commun. În : Ingénieurs de l'automobile, nr. 3, 1959.

[12] *Lustig, W.* Die M.A.N. — Pressmüllwagen-System Ochsner. În: ATZ, nr. 12, 1965.

[13] *Rix, J.* Die Gumihohlfeder als Federungselement im Fahrzeugbau. În: ATZ, nr. 10, 1958.

[14] *Sontheimer, G.* Berechnung von geschichteten Halbelliptik-Blattfedern für Lastwagen und Omnibuss, Teil 1. În: ATZ, nr. 10, 1958.

[15] *Sontheimer, G.* Berechnung von geschichteten Halbelliptik-Blattfedern für Lastwagen und Omnibuss, Teil 2. În :ATZ, nr. 11, 1958.

[16] *Olariu, V.* Forţele care solicită suspensia cu arcuri semieliptice progresive a autocamionului. Lucrare susţinută la a VIII-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic din Iaşi, 29—30 septembrie, 1967.

[17] *Cary.* Laminaire Suspension (Ingenious Convertion System for Semi-Elliptic Springs, Providing a Progressive Rate Variation; Good Results Obteined on Comercial and Other Vehicles). În: Automobile Engineer., nr. 4, 1960.

[18] Composite Sprining (The Incorporation of Aeon Hollow Rubber Springs in Conventional Suspension systems). In: Automobile Engineer, nr. 4, 1958.

CZ 621. 431.7

Motor monotip cu combustibil unic

John H. PITCHFORD *)

Am avut norocul să activez aproape patru decenii în domenii strîns legate de industria automobilului, precum și de departamentele tehnice și de cercetare din industria petrolului. Una dintre convingerile la care am ajuns este că cei care lucrează în aceste industrii ar trebui în prezent să-și întrerupă pentru cîtva timp activitățile febrile de rutină și să-și concentreze atenția asupra problemelor din ce în ce mai acutale combustibililor pentru motoarele de tracțiune.

Ceea ce aș vrea să dezbat aici s-ar putea sintetiza după cum urmează :

— Cu excepția motoarelor mici și de autoturisme, motorul cu aprindere prin scînteie și cel cu aprindere prin comprimare se apropie rapid unul de altul în ceea ce privește trăsăturile lor constructive de bază — așa cum este de altfel inevitabil, ținînd seamă că trebuie să servească aceluiași scop ; se poate afirma cu toată certitudinea că s-a ajuns în stadiul în care o nouă formulă constructivă de motor în acest domeniu se impune de la sine ca o construcție comună bazată pe componente principale comune și pe tehnologie comună, avînd drept consecință reducerea diferențelor de greutate și de preț de cost pînă cînd acestea devin neglijabile.

— Ca rezultat al creșterii rapide a nivelului și volumului cunoștințelor fundamentale despre manifestările arderii în motorul cu aprindere prin comprimare, a devenit astăzi posibil pentru un motor de tracțiune de acest tip să accepte o gamă de combustibili de la motorină la benzină de cifră octanică pînă la 80.

— Industria petrolului este asaltată de probleme care apar în principal din necesitatea de a furniza în toată lumea o diversitate extremă de calități de combustibili, cu toate problemele tehnice secundare generate de astfel de cereri.

Cele punctate mai înainte parcă indică o singură direcție de soluționare. Aceasta reiese cu prisosință și din faptul că ne găsim în prezent la o cotitură a evoluției corelației combustibil-motor.

Părerea mea hotărîtă este că trebuie să ne gîndim la un singur tip comun de motor cu un singur tip de combustibil. Aceasta este tema pe care îmi propun să o dezvolt în cele ce urmează.

★

În Europa, în ultimii cîțiva ani, consumul și producția de petrol s-au precizat pe anumite direcții bine definite. Imaginea generală a distribuției combustibililor este firește extrem de complexă deoarece unii combustibili sînt produși local, alții sînt importați în stare rafinată, iar alții sînt importați ca țiței și rafinați ulterior. Cu toate acestea, proporțiile consumurilor din diferitele produse ale țițeiului pot fi precizate destul de exact. În general, se poate constata o descreștere a benzinei și o creștere a distilatelor mijlocii și a motorinelor (fig. 1).

În viitor, cererea totală pentru produse din țiței fără îndoială va crește în continuare (fig. 2) și, deoarece aceasta va afecta în egală măsură toate domeniile, proporțiile componentelor respective se vor modifica doar puțin. O modificare este totuși de așteptat, deoarece recent s-a înregistrat o creștere mai rapidă a cererii de distilate medii și combustibili grei. Nu este de așteptat ca proporția de motorină să crească, dar se pare că totalul sumei cantităților de motorină și de păcură va crește sensibil.

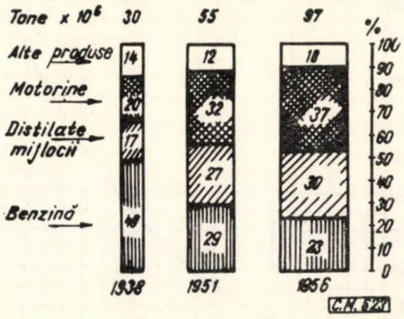


Fig. 1

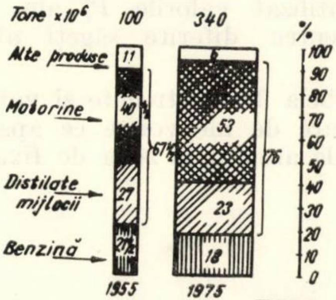


Fig. 2

Cu toate că proporțiile diferitelor produse rafinate din țiței pot fi modificate pentru a

---

*) Dl John H. Pitchford, președintele instituției Ricardo din Anglia, a ținut în luna mai crt. cîteva conferințe și comunicări în țara noastră. Publicăm unele probleme din comunicările făcute în această perioadă (N.R.).

răspunde cererilor, lucrul acesta nu este prea uşor de realizat şi mai ales pretinde mult timp, ţinînd seamă de investiţiile mari din rafnării şi de capacităţile de depozitare. Astfel, o modificare a cererii poate crea curînd o dezechilibrare a producţiei şi — cu toate că aceasta poate fi corectată un timp oarecare — se pot ivi surplusuri şi lipsuri temporare. De exemplu, o cerere foate mare de distilate mijlocii poate crea un surplus de benzină ca rezultat direct al modului în care sînt orientate în prezent rafinăriile. În vîrful acestor probleme de proporţii există necesitatea acută ca un teritoriu cum este Europa (de vest), cu resursele sale limitate de ţiţei, să procedeze la utilizările optime ale fiecăruia din produsele din ţiţei disponibile şi să se asigure astfel că importurile totale de ţiţei sînt ţinute la minimum. La fel de importantă este necesitatea de a evita o dependenţă excesivă faţă de orice anumit produs al rafinării în vederea reducerii riscului unei serioase dezorganizări dacă acel produs ar deveni indisponibil sau disponibil, dar numai în cantităţi extrem de reduse.

Ţinînd seamă de problemele care se pot ivi în livrările de ţiţei, merită să luăm în considerare rolul pe care îl joacă motorul cu ardere internă. Problema ar fi fireşte mult uşurată dacă o proporţie substanţială din numărul total de motoare din orice ţară ar fi capabile să funcţioneze cu o largă varietate de combustibili diferiţi; cu alte cuvinte dacă ar fi motoare „multicombustibile". Convingerea mea este că motorul cu aprindere prin comprimare este şi a fost din totdeauna un motor multicombustibil, policarburat, deoarece — cu toate că intenţia iniţială de a-l face să funcţioneze cu praf de cărbune a eşuat — aproape toate motoarele cu aprindere prin comprimare fabricate actual sînt capabile să funcţioneze satisfăcător cu o gamă de combustibili începînd cu untdelemnul de măsline şi terminînd cu petrolul pentru turboreactoare. Îndepărtîndu-se oarecum de condiţiile obişnuite de funcţionare, motorul diesel poate, fără prea multe dificultăţi, să fie alimentat cu o gamă şi mai largă de combustibil care să cuprindă benzina de cifră octanică 80 şi 100. Situaţia extremă cred că a fost realizată în India unde, în dorinţa de a evita complet importul de combustibil, s-au făcut încercări reuşite asupra arderii alcoolului, aprins prin injectarea unui pilot de ulei vegetal. Pentru alţii care poate vor să dea o mai bună şi mai agreabilă folosire uleiurilor vegetale, aceste cercetări au poate un interes academic, dar interesante sînt cu siguranţă !

În afară de faptul că poate arde o mare varietate de combustibili, este important să amintim că motorul cu aprindere prin comprimare este încă neîntrecut ca motor de tracţiune din punctul de vedere al randamentului, şi deci poate produce cea mai mare energie utilă din acei combustibili cu care este alimentat. Tocmai aceasta îl distinge cel mai mult faţă de motorul cu aprindere prin scînteie care poate, trebuie s-o admitem, să-şi extindă gama de combustibili utilizabili numai pînă la a cuprinde petrolul şi aceasta numai cu o catastrofală prăbuşire a randamentului, care astăzi nu mai poate fi acceptată.

Capacitatea motorului cu aprindere prin comprimare de a arde o mare varietate de combustibili cu randament ridicat satisface condiţia ca să se utilizeze optim oricare dintre combustibilii unei game largi fără vreo dependenţă particulară faţă de vreunul dintre ei. Deoarece motorul diesel a atins astăzi un foarte ridicat nivel de dezvoltare, el este capabil să contribuie larg la sistemul de transporturi din orice ţară şi de fapt el cîştigă o proporţie continuu crescătoare faţă de motorul cu benzină în toate domeniile, cu excepţia celui al autoturismelor. Progresul continuu al motoarelor diesel şi în acest domeniu va afecta însă situaţia existentă în bună măsură.

În figura 3 se arată utilizările principale ale produselor din ţiţei pentru Europa.

Dacă acceptăm ideea motorului diesel policarburat, atunci, pentru a-i folosi capacităţile din plin, trebuie să se lărgească specificaţiile combustibilului său. În prezent se obişnueşte să se folosească un combustibil cu o foarte îngustă specificaţie şi cu o cifră cetanică relativ ridicată. Aceasta pentru aproape toate motoarele de tracţiune rutieră în Europa. Această stare de lucruri s-a produs mai degrabă datorită disponibilităţii unor astfel de combustibili, decît ca urmare a unor necesităţi reale — şi de fapt nici nu sînt reale. Un foarte bun combustibil pentru un motor diesel rapid poate fi realizat luînd motorina — cu sau fără petrol la bază — şi adăugîndu-i benzină inferioară, precum şi o cantitate de combustibil greu în proporţii care pot fi determinate de stocurile disponibile.

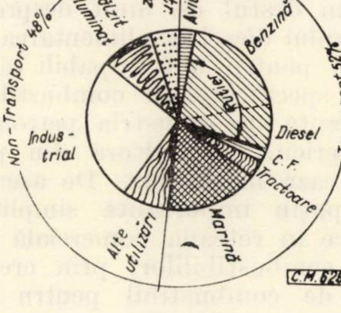


Fig. 3

Un model de specificaţie propusă pentru un combustibil diesel realizat prin amestecare largă este:

greutate specifică	0,74–0,9;
punct iniţial de fierbere	100–240°C;
punct final de fierbere	250–450°C;
presiune de vapori Reid	maximum 0,35 at;
viscozitate	maximum 3° E la 20°C;
cărbune Conradson	maximum 1,5;
conţinut de sulf	maximum 1 %;
cifră cetanică	40–60

Şi acuma să ne ocupăm de ultimul aspect, pe care l-am rezumat — probabil excesiv — în titlul acestei lucrări.

În vederea realizării propunerii pentru un singur tip de motor care să funcţioneze cu un singur tip de combustibil, primul pas de făcut —după părerea mea — este stabilirea unei cooperări cu adevărat strînse între industria de motoare şi cea a petrolului. A sosit timpul în care aceste două mari industrii pot inaugura era unui combustibil comun, care pînă la urmă va genera economii uriaşe pentru ambele industrii şi în acelaşi timp va aduce o contribuţie reală la conservarea resurselor mondiale de combustibili lichizi — un factor de importanţă majoră pentru viitor, dacă ritmul actual de creştere a consumului mondial continuă.

Eu văd problema atacată împreună de ambele industrii, în dorinţa atingerii scopului comun. Că este vorba de un interes comun nici nu mai trebuie menţionat, ambele industrii beneficiind din utilizarea unui combustibil care ar putea fi numit cu ,,specificaţie largă'', ca aceea pe care am indicat-o mai înainte. Compoziţia acestuia ar putea să fie modificată — fără a deranja funcţionarea relativ insensibilului motor diesel — în limite largi pentru a satisface limitele particulare ale rafinării şi amestecării, ceea ce ar conduce la o mare flexibilitate de preparare a combustibililor, la scară mondială.

Cunoaştem destul de mult despre comportarea motorului diesel la alimentarea cu diferiţi combustibili pentru a fi capabili să precizăm o astfel de specificaţie de combustibil care ar fi bine primită de industria petrolului, ca o rezolvare fericită a multora din problemele care o asaltează în prezent. De asemenea, nu este mai puţin importantă simplificarea ce s-ar produce în reţeaua comercială şi de distribuţie a combustibililor, prin crearea unui singur tip de combustibil pentru motoarele de tracţiune.

Se înţelege de la sine că s-ar impune unele modificări şi în regulile actuale de depozitare şi transport din unele ţări, dar faţă de avantajele economice mari ale soluţiei discutate, cele amintite devin neînsemnate.

Capacitatea organică a motorului diesel de a funcţiona satisfăcător cu o gamă largă de combustibili a încurajat întotdeauna pe cercetătorii motorului să încerce orice poate fi consumat cu succes în acest motor. În trecut, cercetările au fost dirijate spre arderea combustibililor grei, deoarece aceştia au fost în multe cazuri ieftini şi excedentari, dar mai recent interesul s-a mutat asupra arderii benzinelor de mare cifră octanică. Originea acestui interes a constat în cereri militare. Dar am văzut că o soluţie mai logică este aceea de a crea un combustibil de cifră octanică redusă.

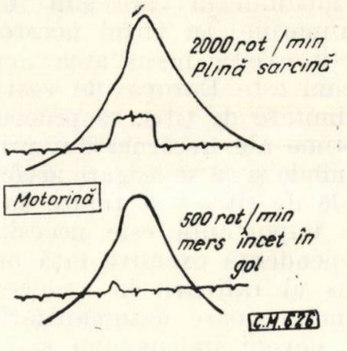


Fig. 4

Arderea benzinei de cifră octanică 80 sau 10, atît de stabilă din punct de vedere chimic, într-un motor diesel reprezintă un lucru delicat şi ridică anumite probleme care, cu toate că sînt destul de bine cunoscute, nu sînt încă definitiv rezolvate. Nu este lipsit de interes să arăt pe scurt cîteva dintre observaţiile şi concluziile la care s-a ajuns în instituţia pe care o conduc, în urma unui lung program de cercetare asupra acestei probleme.

În figura 4 se arată diagramele indicate la plină sarcină şi la mers încet în gol ale unui motor monocilindric de 1 600 cm³ funcţionînd cu motorină, iar în figura 5, pentru comparaţie, acelaşi motor în aceleaşi regimuri, dar funcţionînd cu benzină.

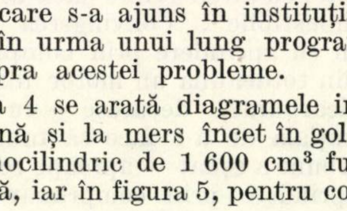


Fig. 5

Pe scurt, există două aspecte ale arderii care apar ca importante atunci cînd este vorba de benzină. Mai întîi, este necesar să se realizeze pragul corect de temperatură şi presiune în camera de ardere pentru a înlesni producerea arderii şi apoi există necesitatea unui mijloc de control asupra vitezei iniţiale de ardere.

În ceea ce priveşte pragul de presiune şi temperatură, după cum era de aşteptat, acesta trebuie ridicat pe măsura reducerii cifrei cetanice a combustibilului. În cazul benzinei de mare cifră octanică, el va fi peste nivelul realizat în motorul diesel cu raport normal de comprimare. Nivelul poate fi ridicat prin încălzirea încărcăturii proaspete, prin supraalimentarea sau prin creşterea raportului de comprimare. Fireşte, este mult mai uşor să se îndeplinească condiţia satisfăcătoare de temperatură în camera de ardere la sarcină plină. Ţinînd seamă de această observaţie, criteriul real al arderii benzinei este turaţia maximă la care motorul va funcţiona în gol, fără rateuri de aprindere.

În ceea ce priveşte viteza iniţială de ardere, aceasta se poate stăpîni printr-o serie de mijloace. Unul dintre acestea constă în controlul asupra vitezei de vaporizare de pe o suprafaţă fierbinte, cum a fost elegant demonstrat de Meurer. De asemenea, controlul arderii poate fi realizat prin modificarea naturii jetului însuşi şi mai ales a relaţiei sale faţă de mişcarea aerului în camera de ardere.

Din experienţa mea a rezultat că orice cameră de ardere, cu injecţie directă şi fără mişcări organizate ale aerului, în care este posibil să foloseşti un unghi mare de avans la injecţie, va funcţiona cu benzină de mare cifră octanică dînd rezultate satisfăcătoare, practic fără modificări. Din nefericire, astfel de cameră de ardere este — tocmai datorită mişcărilor reduse ale gazelor — nepotrivită pentru puteri specifice mari şi astfel, dorind un motor rapid cu putere mare, se cere — cum de altfel este adesea cazul în inginerie — să căutăm un compromis între diferitele trăsături constructive. Un motor care apare ca un compromis de mare succes între capacitatea policarburantă şi puterea specifică înaltă este motorul în doi timpi, cu pistoane opuse. În acest motor, datorită formei şi poziţiei sale, camera de ardere are pierderi termice extrem de reduse.

O altă soluţie este ilustrată de cercetările în curs la instituţia pe care o conduc şi care constau în elaborarea unui sistem de ardere care să combine condiţiile controlate ale injecţiei şi arderii din binecunoscuta cameră separată cu vîrtej, cu pierderile joase de căldură ale unei camere de ardere neîmpărţite.

De aceeaşi valoare cu necesitatea de a extinde gama de combustibili cu care funcţionează satisfăcător motorul diesel este şi necesitatea de a îmbunătăţi caracteristicile motorului însuşi, în vederea aplicării sale la cît mai multe utilizări în tracţiune.

Motorul cu aprindere prin comprimare este dezvoltat în multe direcţii, pe multe fronturi. Aici mă voi ocupa, pe scurt, numai de două aspecte : reducerea zgomotelor şi creşterea intervalului de turaţii.

Reducerea zgomotelor este, cred, problema care angajează în prezent atenţia principală a cercetării şi ţinînd seamă de factorii complecşi şi numeroşi care conduc la un zgomot subiectiv neplăcut, este adevărat foarte dificil să găseşti vreo soluţie cu aplicaţie universală pentru evitarea situaţiei. Procesul arderii este cu necesitate sediul şi originea celor mai multe din zgomotele auzibile, dar atît de mare este influenţa construcţiei mecanice şi a structurii motorului asupra transmiterii şi radiaţiei zgomotelor, încît două construcţii diferite cu sisteme de ardere identice pot să se deosebească esenţial, una fiind perfect acceptabilă şi cealaltă intolerabil de zgomotoasă. Un alt element este contribuţia la zgomotul produs al factorilor pur mecanici, cum ar fi saltul lateral al pistonului şi funcţionarea mecanismului de distribuţie. Eu însumi am constatat, ascultînd diferite motoare pe bancul de încercări, că este extrem de dificil să fii singur, numai pe baza sunetului emis, dacă motoarele funcţionează sau sînt antrenate. O cale necesară pentru realizarea unui motor nezgomotos este deci de a acorda cea mai mare atenţie detaliilor mecanice şi de a te asigura că structura este pe cît posibil inertă din punct de vedere acustic, ceea ce trebuie făcut, fireşte, fără adăugarea unor greutăţi suplimentare.

Altă cale este aceea de a ,,linişti'' arderea însăşi prin realizarea unei aprinderi timpurii şi prin controlarea vitezei de ardere după aprindere, în scopul obţinerii unei tranziţii treptate a presiunii gazelor în cursele de comprimare şi destindere. Aceste probleme sînt foarte asemănătoare cu acelea din arderea combustibililor de foarte joase cifre cetanice.

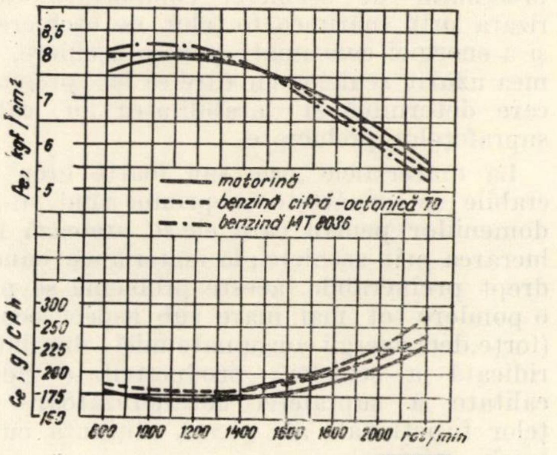


Fig. 6

Al doilea aspect pe care vreau să-l discut este acela al creşterii intervalului de turaţii, în scopul de a atinge performanţele cunoscute ale motorului cu aprindere prin scînteie. În figura 6 se arată caracteristicile unui motor monocilindric de 1 800 cm³ funcționînd cu motorină, precum și cu două sorturi de benzină. În această problemă, soluția cea mai bună este mai puțin ușor de a fi împăcată cu condițiile pretinse pentru o ardere liniștită. Pentru funcționarea la turații mari, trebuie să se mențină un mare grad de utilizare a aerului pînă la turațiile maxime. Pentru aceasta, tipurile de cameră de ardere care au un vîrtej intens sînt neîntrecute. O astfel de cameră va menține un randament foarte înalt al arderii pînă la turații foarte mari, în orice caz pînă la peste 4 000 rot/min. În figura 7 se arată caracteristicile unui motor diesel rapid cu aproximativ 500 cm³ cilindree unitară.

★

Am pledat de multă vreme pentru o construcție comună a ambelor tipuri cunoscute de motoare de tracțiune, cu aprindere prin scînteie și cu aprindere prin comprimare. Această idee a fost practicată și de unii constructori de motoare.

Înțeleg bine că ceea ce susțin este suficient de neconvențional pentru a provoca critici și oponență. Eu însumi aș vrea să fiu primul care să atrag atenția că, ținînd seamă de toate implicațiile sale, ceea ce propun ridică probleme de mare dificultate. Cu toate acestea sînt convins că se vor putea depune eforturile necesare pentru a ajunge la marile avantaje enunțate.

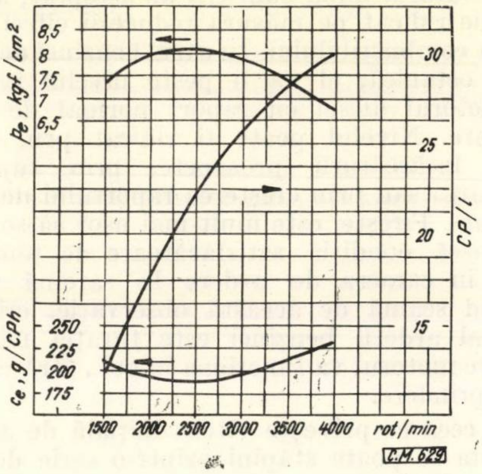


Fig. 7

CZ 621.91.014

Studiul influenței structurii asupra prelucrabilității prin așchiere a oțelului OLC 60

Cornel CIUCĂ, Mihai TEODORESCU, Emil ȚÂRU, Ion TARĂU și Ion IVAȘCU

Prelucrabilitatea prin așchiere, ca proprietate tehnologică, reprezintă nu numai capacitatea de prelucrare prin așchiere a materialelor, ci și comportarea acestor materiale în timpul procesului de așchiere, comportare caracterizată prin mărimea forțelor de așchiere, deci și a energiei consumată pentru așchiere, mărimea uzurii sculelor cu care se face prelucrarea, care determină și durabilitatea lor, calitatea suprafețelor prelucrate.

La materialele greu sau foarte greu prelucrabile se urmărește în primul rînd stabilirea domeniilor pentru care ele se pretează la prelucrarea prin așchiere ; la materialele cunoscute drept prelucrabile, aceste probleme se pun cu o pondere tot mai mare sub aspect economic (forțe,deci energii consumate mici ; durabilitatea ridicată a sculelor ; productivitate ridicată ; calitate a suprafeței corespunzătoare cerințelor funcționale ale piesei, obținută cu cheltuieli minime).

Această problemă devine tot mai actuală, deoarece cunoașterea precisă a lucrărilor de prelucrabilitate prin așchiere a materialului din care se confecționează semifabricatele este o condiție esențială de la care trebuie să se plece, de exemplu, la programarea benzilor de comandă pentru mașinile-unelte cu comandă numerică.

Prelucrabilitatea unui material depinde atît de factorii interni, legați de starea sa—compoziția chimică a materialului prelucrat și structură, cît și de factorii externi care intervin în procesul de așchiere — tipul de prelucrare, scula utilizată (material, geometrie, stare), de regimul de așchiere utilizat etc.

Acești factori se intercondiționează și de aceea studiul prelucrabilității devine extrem de laborios.

Dacă influența unor factori asupra prelucrabilității este mai bine precizată (mai ales a factorilor externi), influența stării structurale a materialului prelucrat nu este luată totdeauna în considerare [1].

Prelucrabilitatea materialelor prin așchiere, ca proprietate tehnologică, se verifică cu ajutorul diferitelor încercări de așchiere [2], [3], [4], [5], [6], [7]; [8], [9], [10], [11], folosindu-se o serie de criterii mai cunoscute ca :

— durabilitatea sculei cu care se așchiază (din punctul de vedere al uzurii și din punctul de vedere al solicitării termice) ;

— consumul de energie sau forța de așchiere ;

— forma aşchiei şi modul de desprindere al acesteia;

— rugozitatea suprafeţelor prelucrate, precum şi concluziile ce se pot trage în urma unor încercări mecanice speciale, folosind drept criterii:

— lucrul mecanic specific de aşchiere care se determină cu ajutorul ciocanului-pendul Charpy — cu modificare pentru aşchiere [12], [13], [14];

— după valorile unghiului de forfecare, trasînd curba tensiune de forfecare în funcţie de deformaţii la forfecare, printr-o încercare specială de torsiune [4];

— după temperatura în zona de aşchiere şi modul ei de propagare [6], [15], [16];

— în funcţie de duritatea şi rezistenţa de rupere la tracţiune.

Ţinînd totuşi seamă de complexitatea procesului de aşchiere, corelaţia dintre aceşti din urmă indici şi proprietăţile reale de prelucrare este în majoritatea cazurilor puţin pregnantă.

Luarea în considerare numai a unuia dintre criteriile amintite poate duce la concluzii eronate atît din punct de vedere tehnologic şi funcţional, cît mai ales economic.

Pentru a stabili corelaţia care există între starea structurală a materialului încercat şi prelucrabilitatea sa prin aşchiere — fapt asupra căruia s-a atras atenţia în diverse lucrări [1], [8], [17], [18] şi este constatat de practică — s-a folosit oţelul OLC 60 care a fost adus în zece stări structurale, urmărindu-se stabilirea unor relaţii relative între ele, în funcţie de următoarele criterii ale încercării de prelucrabilitate:

— mărimea forţei principale de aşchiere la strunjirea longitudinală;

— rugozitatea suprafeţelor prelucrate prin strunjire longitudinală;

— mărimea unghiului de forfecare la strunjirea longitudinală;

— mărimea uzurii cuţitului la strunjirea frontală.

Pentru încercări s-a utilizat oţelul OLC 60, STAS 880—60, laminat sub formă de bară, cu diametrul de 80 mm, oţel de construcţie, pentru îmbunătăţire, foarte des întrebuinţat în construcţia de maşini cu tratament termic pentru piese care au de preluat eforturi sau sînt supuse la uzuri medii ca: roţi dinţate, arbori, role, valţuri, pene, cuplaje etc.

Compoziţia chimică a oţelului încercat a fost următoarea: C = 0,61%; Si = 0,2%; Mn = 0,6%; S = 0,04%; P = 0,04%. După compoziţie, oţelul ales face parte din grupa oţelurilor hipoeutectoide, fiind plasat în apropierea oţelurilor eutectoide.

Oţelul OLC 60 fiind un oţel cu călibilitate redusă şi avînd un diametru critic de călire de aproximativ 12 mm [19], a trebuit ca epruvetele necesare experimentării să fie executate sub formă de bucşă, avînd grosimea peretelui de 10 mm (pentru încercările la strunjire longitudinală) şi sub formă de disc gros de 10 mm (pentru încercările la strunjire frontală).

Aceste forme de epruvete s-au impus ca urmare a faptului că numai cu astfel de dimensiuni se poate asigura, la strungul SN 400 folosit la încercări o gamă largă de parametri ai regimului de aşchiere.

Tratamentele termice luate în considerare la stabilirea corelaţiei dintre structură şi prelucrabilitate sînt indicate în tabela 1. Ca bază de comparaţie a rezultatelor s-a luat în considerare starea de recoacere cu recristalizare de fază, executată în condiţiile arătate în tabelă. În această stare, oţelul prezintă structură de echilibru cu ferită în reţea şi perlită lamelară, raportul dintre aceşti doi constituenţi metalografici fiind maxim (0,28) în raport cu structurile similare.

Pentru a se analiza influenţa cantităţii de ferită preeutectoidă asupra indicilor de prelucrabilitate s-au luat în considerare şi structurile obţinute prin normalizare şi răcire în ulei. În cazul normalizării, pe lîngă finisarea structurii s-a obţinut şi o cantitate mai redusă de ferită liberă, ca urmare a creşterii gradului de subrăcire a austenitei.

La răcirea în ulei s-a obţinut cazul limită al structurilor de echilibru, în sensul că ferita liberă a fost complet eliminată din structură, obţinîndu-se o pseudoperlită cu 0,61% C.

Deoarece, de multe ori materialul se prelucrează netratat termic, s-au experimentat şi epruvete în starea de livrare (laminat) care, în cazul materialului analizat, prezintă o structură apropiată de aceea de normalizare, dar cu granulaţie grosonală, ca urmare a laminării la o temperatură relativ ridicată.

Pentru eliminarea unor instabilităţi structurale ale materialului în stare de livrare, precum şi în scopul obţinerii unei bune stabilităţi dimensionale, s-a utilizat şi tratamentul de recoacere subcritică (650° C).Deşi în cursul acestui tratament termic nu au loc transformări structurale, totuşi se obţine o oarecare micşorare a durităţii în raport cu starea laminată, probabil ca urmare a unor procese de coagulare a cementitei din perlită.

Din punct de vedere economic, fiind indicată de multe ori aplicarea recoacerii izoterme,în scopul reducerii duratei tratamentului termic şi măririi productivităţii instalaţiei de încălzire, s-au folosit în cursul experienţelor şi epruvete recoapte izoterm la 600°C. De remarcat este faptul că, în afară de aspectul economic, la astfel de materiale se întîlneşte şi cea mai mare omogenitate structurală.

Tratamentul termic de recoacere cu supraîncălzire s-a aplicat în scopul de a se vedea influenţa granulaţiei reale în cazul tratamentului de recoacere completă.

Tabela 1

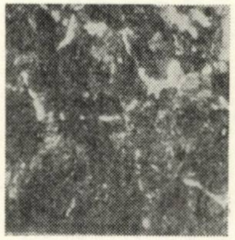
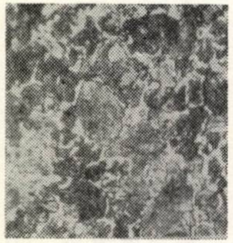
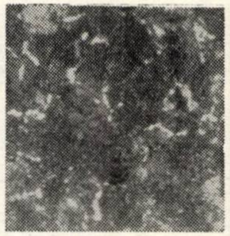
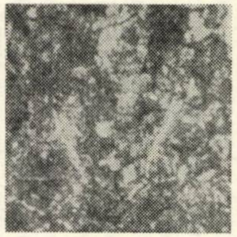
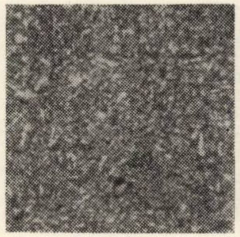
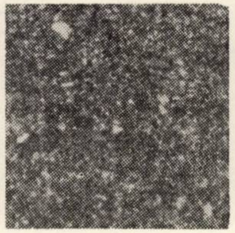
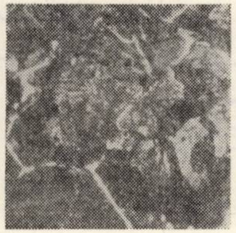
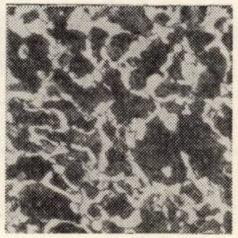
Numărul de ordine al epruvetei	1	2	3	4	5
Tratamentul termic	stare de livrare	recoacere de la 810 la 830°C	recoacere de la 810 la 830°C	normalizare de la 810 la 830°C	călire de la 810 la 830°C
Modul de răcire	—	continuă	izotermă la 600°C	în aer	în ulei
Microstructura	 ×120	 ×160	×160	 ×270	 ×600
Structura	ferită + perlită	ferită + perlită	ferită + perlită	ferită + perlită	perlită
Duritatea, HB	240	210	222	239	332
Forța P_z măsurată pentru $s=0,15$, mm/rot, N	700	700	680	690	760
R_z/R_a (strunjire longitudinală)	7,85/2,0	6,67/1,6	8,7/2,1	3,47/0,9	5,16/1,35
Clasa de rugozitate la strunjire longitudinală	6	7	6	8	7
Uzura maximă pe fața de așezare	0,516	0,426	0,514	0,471	0,521
Creșterea procentuală a durității, %	16	1,45	7,25	15,5	60,3
Unghiul de forfecare Φ, grade	32°30′	29°55′	29°42′	30°54′	48°20′

Tabela 1 (continuare)

Numărul de ordine al epruvetei	6	7	8	9	10
Tratamentul termic	călit și revenit la 400°C/1 h	călit și revenit la 500°C/1 h	călit și revenit la 600°C/1 h	recopt la 650°C	recoacere cu supraîncălzire la 900°C
Modul de răcire	în aer	în aer	în aer	în aer	continuă
Microstructura	 ×600	×600	 ×600	 ×120	 ×160
Structura	sorbită	sorbită	sorbită	ferită + perlită	ferită + perlită
Duritatea, HB	370	350	305	229	207
Forța P_z măsurată pentru $s = 0{,}15$ mm/rot, N	680	700	760	760	760
R_z/R_a (strunjire longitudinală)	4,5/1,15	4,7/1,2	5,05/1,27	6,4/1,6	6,25/1,6
Clasa de rugozitate la strunjire longitudinală	7	7	7	7	7
Uzura maximă pe fața de așezare	0,418	0,451	0,482	0,534	0,440
Creșterea procentuală a durității, %	79	69	47,5	10,6	0
Unghiul de forfecare Φ, grade	37°35′	35°47′	37°33′	33°	32°

Cercetarea influenţei formei şi mărimii particulelor de cementită globulară asupra prelucrabilităţii s-a făcut pe epruvete călite la martensită şi revenite la diferite temperaturi. Aceste temperaturi s-au ales luîndu-se în considerare cazurile practice cele mai caracteristice. Prin călire şi revenire la temperaturile de 400, 500 şi 600°C s-au obţinut structuri de tip sorbitic, gradul de dispersie al amestecului ferito-cementitic fiind cu atît mai mic cu cît temperatura de revenire a fost mai înaltă. Proprietăţile mecanice asociate acestor structuri sînt arătate în tabela 1.

Pentru a pune în evidenţă prelucrabilitatea oţelului analizat, în cele zece stări structurale prezentate, epruvetele utilizate au fost degroşate după tratamentul termic, în scopul eliminării stratului decarburat sau oxidat. În figurile 1 şi 2 se indică modul de fixare a epruvetelor în vederea încercărilor (fig. 1) pentru strunjirea transversală şi (fig. 2) pentru strunjirea longitudinală.

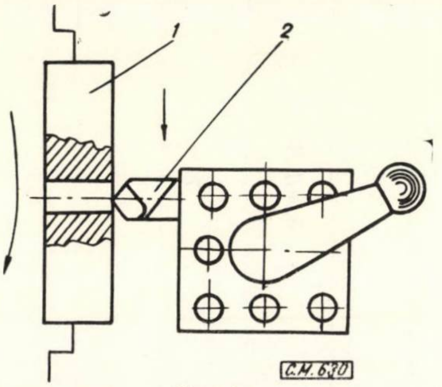


Fig. 1

Pentru măsurarea forţelor la strunjirea longitudinală s-a utilizat dinamometrul mecanic monocomponent tip G.A. Levit, modificat, cu sensibilitatea de 40 N/diviziune a comparatorului, cu precizia de 0,01 mm. În figura 2 s-a notat: *1* — corpul dinamometrului; *2* — bară de torsiune portcuţit; *3* — pîrghie; *4* — comparator; *5* — epruvetă; *6* — cuţit de strunjit armat cu pastilă P 10, fabricat la U.M.F. Bucureşti. Geometria părţii aşchietoare: $\varkappa = 68°$; $\varkappa_1 = 15°$; $\gamma = 10°$; $\alpha = \alpha_1 = 8°$; $r = 1$ mm. Regimul de lucru folosit a fost următorul: $v = 75$ m/min; $t = 2$mm; $s = 0{,}15$, respectiv 0,2, 0,25 şi 0,3 mm/rot. Pentru fiecare avans s-au făcut trei citiri, iar rezultatele sînt prezentate în tabela 2.

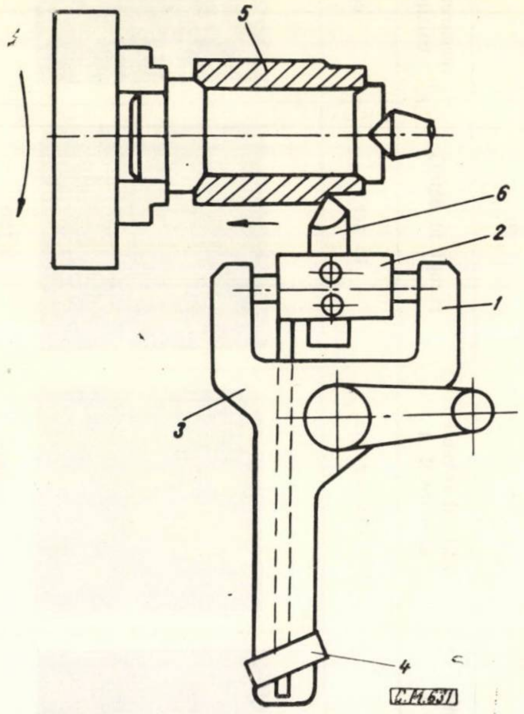


Fig. 2

Pentru studiul uzurii cuţitului pe faţa de aşezare (h_α) la strunjirea frontală s-a folosit următorul regim: $n = 1\,200$ rot/min; $t = 0{,}5$ mm; $s = 0{,}2$ mm/rot, rezultînd $v_i = 37{,}7$ m/min şi $v_e = 286$ m/min. S-au făcut patru treceri cu acelaşi regim, după care s-au măsurat uzurile părţii active ale cuţitului — indicate în tabela 3.

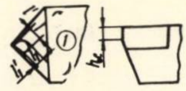
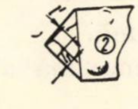
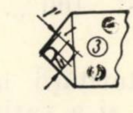
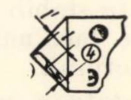
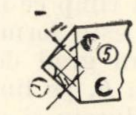
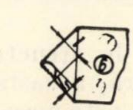
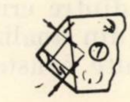
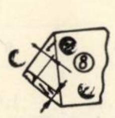
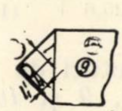
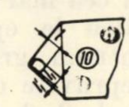
Tabela 2

Avansul s, mm/rot	Forţa principală de strunjire P_z, N, la epruveta nr.:									
	Adîncimea de aşchiere $t = 2$ mm									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,15	700	700	680	690	760	680	700	760	760	760
0,2	860	880	880	860	920	860	920	920	960	960
0,25	1 080	1 070	1 080	1 080	1 160	1 060	1 120	1 120	1 160	1 120
0,3	1 280	1 260	1 280	1 220	1 360	1 200	1 300	1 360	1 360	1 320

Cuţitul folosit pentru încercările de uzură la strunjirea transversală a fost fixat în portcuţit, perpendicular pe suprafaţa frontală a piesei Geometria părţii active a fost: $\varkappa = \varkappa_1 = 45°$; $\alpha = \alpha_1 = 15°$; $r = 0{,}3$; $\gamma = 0°$, cu plăcuţă din P 10.

După măsurarea uzurii la fiecare epruvetă, cuţitul a fost reascuţit la geometria iniţială

Tabela 3

Nr. epruvetei	Schița uzurii	Uzura pe fața de așezare h_α, mm	Dimensiunile uzurii pe fața de degajare, mm				Observații
			l	l'	l'_1	l'_2	
1		0,516	1,030	0,080	0,905	0,053	Nu s-a observat spiralarea așchiei
2		0,426	1,010	0,050	1,095	—	Nu s-a observat spiralarea așchiei
3		0,514	1,052	0,012	1,025	—	Nu s-a observat spiralarea așchiei
4		0,471	1,011	0,04	0,989	—	Nu s-a observat spiralarea așchiei
5		0,521	0,956	0,046	0,827	—	Nu s-a observat spiralarea așchiei
6		0,418	1,140	—	0,653	—	Așchia s-a spiralat la a doua trecere, apoi s-a rupt, lucrîndu-se cu așchie cu curbură mare
7		0,451	0,92	—	0,8	—	Așchia s-a spiralat la a doua trecere
8		0,482	0,9	—	0,314	—	Așchia s-a spiralat la a doua trecere
9		0,534	0,923	—	0,810	0,065	Nu s-a observat spiralarea așchiei
10		0,440	0,959	—	0,890	0,103	Nu s-a observat spiralarea așchiei

şi s-a făcut verificarea la microscop. Geometria s-a păstrat în limitele $\varkappa(\varkappa_1) \pm 1°$.

Pentru determinarea corelaţiei dintre structura şi rugozitatea suprafeţei strunjite longitudinal, de finisare, s-a utilizat acelaşi cuţit ca şi pentru determinarea forţelor, iar regimul cu care s-a lucrat a fost următorul: $v = 106$ m/min; $s = 0{,}12$ mm/rot; $t = 0{,}6$ mm. Măsurare a rugozităţii după parametrul R_z s-a făcut cu microscopul dublu Linnik de construcţie Zeiss (tip Schmaltz) şi apoi s-a stabilit parametrul R_z. Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabela 1.

Determinarea unghiului de forfecare (fig. 3) pentru fiecare material în parte s-a făcut cu ajutorul relaţiei:

$$\operatorname{tg} \Phi = \frac{\cos \gamma}{K_1 - \sin \gamma}, \text{ pentru } \gamma = 10°,$$

pe baza coeficientului de contracţie longitudinală a aşchiei stabilită experimental $\left(K_1 = \frac{\text{lungimea iniţială}}{\text{lungimea comprimată}}\right)$ [20]. Regimul de lucru: $v = 70$ m/min; $t = 1{,}5$ mm; $s = 0{,}2$ mm/rot.

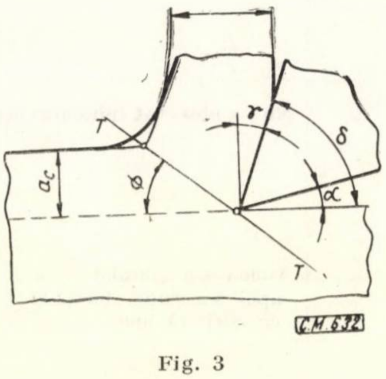


Fig. 3

Valorile coeficientului de contracţie şi a unghiului de forfecare sînt prezentate în tabela 4.

subcritică, cu duritatea apropiată de valoarea minimă atinsă. Abaterea procentuală a durităţii epruvetei *9* faţă de epruveta *10* este de 10,6%. Această abatere procentuală folosită în toate determinările, în comparaţie cu valoarea minimă constatată, a fost calculată cu relaţia:

$$\varepsilon_x = \frac{V_x - V_{min}}{V_{min}} \cdot 100\%,$$

în care:

V_x este valoarea curentă a determinării respective;

V_{min} — valoarea minimă.

Abaterea procentuală maximă a fost calculată din expresia:

$$\varepsilon_{max} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{min}} \cdot 100\%.$$

Din analiza variaţiei durităţii la cele 10 stări structurale utilizate şi a variaţiei forţei P_z se poate trage deci concluzia că între această duritate şi forţă nu se poate stabili o legătură directă, aceasta putîndu-se face numai ţinînd seamă şi de factorul structural.

Diferenţierea după duritate a epruvetelor (tabela 1) trebuie pusă în legătură cu diferenţierea structurală. Astfel, în timp ce la epruveta *5*, de exemplu, structura este formată numai din perlită lamelară cu un grad de dispersie relativ ridicat, la epruveta *9*, pe lîngă o mare cantitate de ferită se întîlneşte şi o cantitate de perlită lamelară cu un grad de dispersie mai redus.

Se observă că, întrucît la structurile ferito-perlitice cu perlita lamelară, aceasta din urmă este în cantitate mare, ea este aceea care face ca variaţia forţelor să fie relativ mică.

Cu privire la corelaţia dintre criteriul forţei de aşchiere şi structură (din analiza tabelelor 1 şi 2) se pot face anumite constatări.

Tabela 4

	Numărul epruvetei									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
K	1,72	1,89	1,90	1,82	1,42	1,47	1,54	1,47	1,69	1,75
Φ	32°30′	29°55′	29°42′	30°54′	38°20′	37°35′	35°47	37°35′	33°	32°
ε	9,45	0,73	0	4	29	26,6	20,2	26,6	11,1	7,7

În urma măsurării forţelor de aşchiere la strunjirea longitudinală au fost obţinute rezultatele prezentate în tabela 2.

Analizînd rezultatele din tabela 2 se observă că valoarea forţei minime a apărut la epruveta *6* cu structura sorbitică cu gradul de dispersie maxim şi duritatea, de asemenea, maximă.

Forţa maximă a fost obţinută pentru epruveta *9* — cu tratament termic de recoacere

La materialele cu structuri de tip lamelar (epruvetele *1*, *2*, *3*, *4*, *5*, *9* şi *10*), valoarea maximă a forţei principale la strunjirea longitudinală se obţine la cele cu cea mai mare stabilitate termodinamică, adică la epruvetele *9* şi *10*, caracterizate printr-un grăunte cristalin mare. La celelalte epruvete cu structuri ferito-perlitice (epruvetele *1*, *2*, *3*, *4*), forţa de aşchiere se micşorează ca urmare a creşterii instabilităţii materialului în timpul aplicării tratamentelor termice (*2, 3, 4*) sau în timpul procesului tehnologic de laminare (1).

În privinţa structurilor de tip globular (*6, 7* şi *8*) se constată, fără excepţie, că o dată cu creşterea temperaturii de revenire, deci cu micşorarea gradului de dispersie al amestecului ferito-cementitic, care are ca urmare o micşorare a durităţii ($\varepsilon_6 = 79\%$; $\varepsilon_7 = 69\%$; $\varepsilon_8 = 47{,}5\%$) şi deci mărirea plasticităţii, forţele de aşchiere se măresc.

Şi în acest caz este valabilă observaţia făcută în cazul precedent.

La epruvetele *5* şi *8*, unde nu există ferită liberă, între duritate şi forţa de aşchiere există o corelaţie clară, şi anume la durităţi apropiate ca valoare le corespund şi forţe apropiate ca valoare.

Rolul mare al structurii se constată comparînd, de exemplu, epruvetele *2, 3, 4* cu epruvetele *6* şi *7* unde se observă valori apropiate ale forţelor de aşchiere şi mari diferenţe în ceea ce priveşte duritatea ($\varepsilon_2 = 1{,}45\%$; $\varepsilon_6 = 79\%$).

De aici rezultă că ferita preeutectoidă are un rol negativ în procesul de aşchiere în sensul că materialele cu durităţi mici au un consum de energie în timpul aşchierii ca şi cele cu durităţi mai mari. Această constatare este în vădită contradicţie cu relaţiile obişnuite pentru calculul forţelor de aşchiere unde singura caracteristică mecanică luată în considerare este rezistenţa de rupere la tracţiune sau duritatea.

La epruvetele *5* şi *9* forţele la strunjire sînt egale, în schimb durităţile variază foarte mult, abaterile procentuale ale durităţii fiind de $\varepsilon_5 = 60{,}5\%$, iar $\varepsilon_9 = 10{,}6\%$. În acest caz se observă o corelaţie foarte interesantă între structură, proprietăţi mecanice şi tehnologice (prelucrabilitatea).

În contrast cu cazurile precedente, la epruveta *5*, unde duritatea este mult mai mare decît la epruveta *9*, prelucrabilitatea, din punctul de vedere analizat, este mult mai bună decît indicaţiile pe care le dau relaţiile cunoscute pentru calculul forţelor, şi anume este sensibil egală cu a epruvetei *9*. În acest caz, explicaţia constă în faptul că structura eşantionului *5* este extrem de omogenă, aceasta fiind formată exclusiv din lamele de ferită şi cementită, ca în cazul oţelului pur eutectoid.

Variaţii asemănătoare ale forţei principale de aşchiere la strunjire sînt indicate şi în literatura de specialitate [21], unde variaţia forţei în funcţie de conţinutul de perlită lamelară la un oţel cu conţinut mediu de carbon a fost de 6 — 14%.

O privire de ansamblu asupra criteriului analizat arată că, din punct de vedere tehnologic, starea structurală cea mai favorabilă operaţiei de degroşare este starea normalizată; în cazul cînd este necesară îmbunătăţirea, aceasta se va aplica înaintea operaţiei de finisare. Din punctul de vedere al tratamentului termic, normalizarea trebuie să se aplice în acest caz ca tratament termic preliminar avînd, în afară de scopul menţionat şi acela de pregătire a structurii, pentru tratamentul termic final de îmbunătăţire.

În afară de cele arătate se menţionează şi cazul special al unor piese care trebuie să prezinte deformaţii minime la tratamentul termic, cum ar fi cazul unor scule profilate supuse tratamentului termic după prelucrarea mecanică definitivă.

În astfel de situaţii se recomandă să se aplice tratamentul termic dublu, de călire şi revenire la 400 — 500°C, în scopul obţinerii celei mai mici diferenţe între volumele specifice ale materialului înainte şi după tratamentul termic final [22]. De remarcat că, în afară de avantajul menţionat, în această stare, materialul prezintă cea mai bună prelucrabilitate (după criteriul componentei principale de aşchiere P_z), în comparaţie cu toate celelalte stări structurale analizate.

Analizînd prelucrabilitatea din punctul de vedere al corelaţiei dintre structură şi rugozitatea suprafeţei la strunjirea longitudinală de finisare se pot face o serie de observaţii.

Dintre toate structurile ferito-perlitice analizate, starea structurală caracterizată prin prezenţa celei mai mici cantităţi de ferită liberă şi cel mai mic grăunte cristalin (starea de normalizare) prezintă şi cea mai mică rugozitate a suprafeţei ($R_z = 3{,}47\,\mu m$, respectiv $R_a = 0{,}9\ \mu m$), deci şi cea mai bună calitate a suprafeţei prelucrate.

Stările structurale cele mai apropiate de starea de echilibru termodinamic (epruvetele *1, 2, 3, 9* şi *10*) se caracterizează prin cea mai ridicată valoare a parametrului de rugozitate ($R_z = 6{,}25 - 8{,}7\ \mu m$), deci cea mai slabă calitate a suprafeţei prelucrate prin strunjire longitudinală de finisare. Aceste valori ridicate ale parametrului de rugozitate pentru epruvetele amintite, în comparaţie cu toate celelalte stări analizate, s-ar putea pune pe seama prezenţei în structura lor a unei cantităţi relativ mari de ferită liberă. Un argument în favoarea acestei afirmaţii este faptul că în cazul limită întîlnit la epruveta *5* (cu structura total perlitică), parametrul de rugozitate are o valoare mai scăzută ($R_z = 5{,}16\ \mu m$).

La structurile caracterizate prin prezenţa cementitei globulare (epruvetele *6, 7* şi *8*), în general, valoarea parametrului de rugozitate este relativ scăzută ($R_z = 4{,}5 - 5{,}05\,\mu m$), în cazul acestei grupe observîndu-se o slabă creştere a lui R_z cu temperatura de revenire.

O privire de ansamblu asupra corelaţiei dintre rugozitate şi starea structurală arată că, în condiţiile de lucru expuse, materialele caracterizate prin cel mai mare grad de dispersie al amestecului de ferită și cementită (epruvetele *4*, *5*, *6*, *7* și *8*) prezintă cea mai scăzută rugozitate din seria epruvetelor analizate.

Din punct de vedere tehnologic rezultă că la materialele care se utilizează în stare îmbunătățită sau normalizată se poate obține prin strunjire longitudinală de finisare, după tratamentul termic, o rugozitate a suprafețelor redusă, caracteristică operațiilor de rectificare.

În comparație cu celelalte criterii, criteriul uzurii cuțitului pe fața de așezare la strunjirea frontală, în funcție de structură, este foarte complicat deoarece prin uzură se modifică geometria părții active care atrage implicit modificarea condițiilor de contact cu așchia și piesa de prelucrat, ca și modificarea celorlalți parametri ai așchierii, precum și schimbarea rugozității suprafeței care, la rîndul ei, influențează diferit asupra condițiilor de așchiere.

Pentru acest criteriu s-a luat în considerare uzura pe fața de așezare (h_α), dar s-au măsurat și uzurile pe fața de degajare, care au valori importante și forme specifice, contrar afirmației că la așchierea cu secțiuni mici ale stratului de așchiat, uzura pe fața de degajare este neînsemnată în raport cu uzura pe fața de așezare [23]. S-a luat în considerare totuși h_α, deoarece determină rugozitatea suprafețelor prelucrate și durata de lucru a sculei.

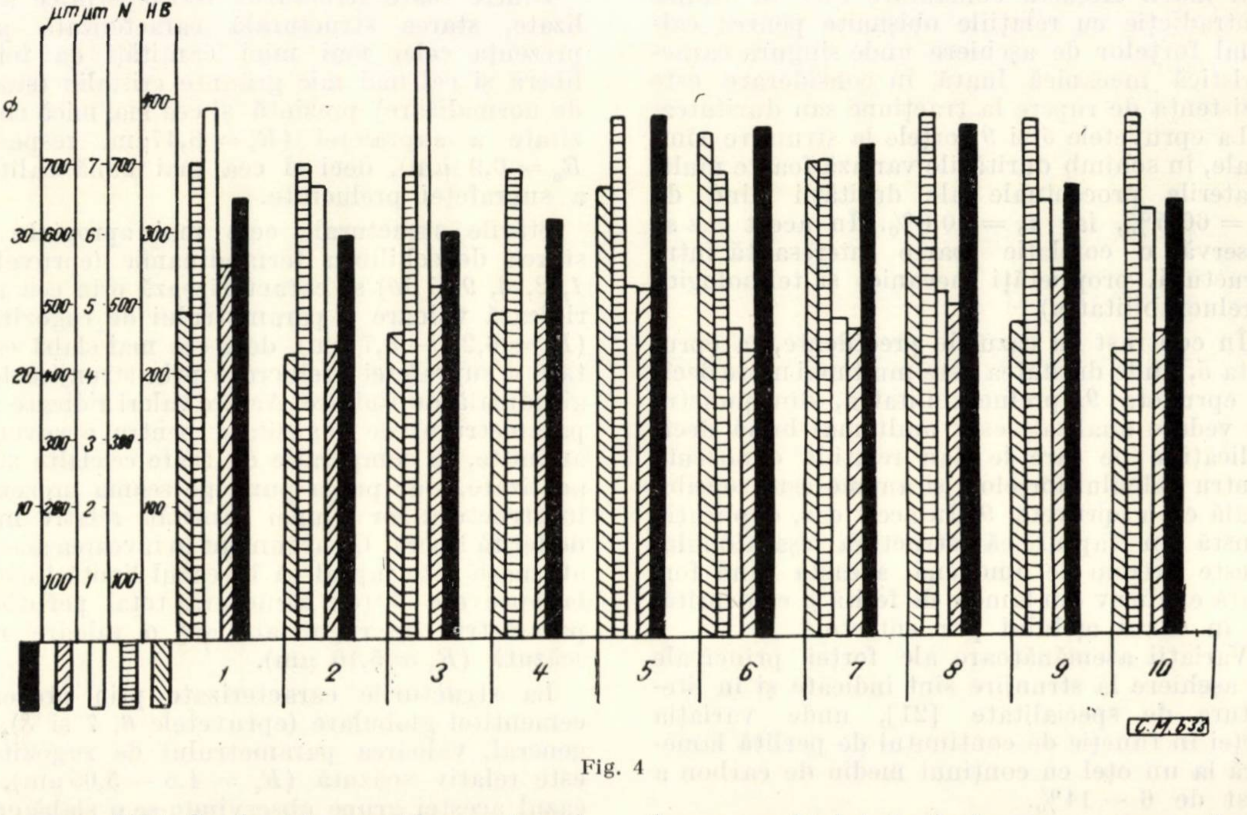


Fig. 4

Din analiza valorilor parametrului h_α din tabela 3 (forma și valorile uzurilor la strunjirea frontală) și din figura 4 (histograma încercărilor) reiese totuși un lucru evident, și anume că structurile de revenire (epruvetele *6*, *7* și *8*) se comportă cu totul diferit față de toate celelalte structuri analizate. La epruvetele din această grupă cu creșterea temperaturii de revenire, deci cu micșorarea gradului de dispersie, crește și uzura pe fața de așezare h_α. De asemenea, la aceste epruvete s-a constatat spiralarea așchiei de la a doua trecere, lucru de asemenea foarte diferit față de restul probelor, ceea ce permite să se tragă concluzia că în cazul materialelor cu cementită globulară în structură apare o uzură pe fața de degajare, de abraziune, sub formă de crater pronunțat.

La toate celelalte stări structurale analizate, uzura pe fața de așezare h_α este în general mai mare (excepție fac epruvetele *2* și *10*), în schimb uzura pe fața de degajare este superficială, dovadă fiind faptul că așchia nu s-a spiralat.

După cum arată Zorev [24], influența directă a proprietăților materialului prelucrat asupra procesului de așchiere este legată de schimbarea stării de eforturi și deformații în zona plastică, fapt care se poate aprecia după schimbarea unghiului de forfecare — asupra căruia insistă în lucrarea lor și Oxley și Welsh [4].

Compararea mărimii unghiului de forfecare cu diferitele proprietăți ale materialului prelucrat arată că asupra direcției de deformație nfluenţează atît proprietăţile de rezistenţă ale materialului, precum şi starea sa structurală.

Din analiza rezultatelor prezentate în tabela 4*(valorile coeficientului de contracţie a aşchiei şi a unghiului de forfecare la strunjirea longitudinală) şi în figura 4 se vede că starea de eforturi şi deformaţii a zonei plastice depinde de duritatea materialului, şi anume o dată cu creşterea acestei durităţi, starea de eforturi şi deformaţii a zonei plastice se schimbă în aşa fel încît unghiurile dintre direcţiile forţelor şi planul de aşchiere cresc, avînd ca urmare o scădere a comprimării aşchiei, lucru în perfectă concordanţă cu unele rezultate experimentale [24].

Influenţa mare a structurii materialului asupra prelucrabilităţii sale prin aşchiere se vede analizînd rezultatele din tabela 2, tabela 4 şi figura 4.

După cum se cunoaşte, prelucrabilitatea, în mod raţional, poate fi apreciată în funcţie de valorile unghiului de forfecare, în sensul că la unghiuri mari de forfecare, adică aşchii subţiri, corespund forţe de aşchiere relativ reduse, formarea unor aşchii continue şi o bună calitate a suprafeţei prelucrate (epruvetele *6*, *7* şi *8*).

Lucrurile se complică şi mai mult, avînd în vedere faptul că rezistenţa la forfecare a materialului prelucrat, în zona de formare a aşchiei, nu depinde numai de proprietăţile sale mecanice iniţiale, ci şi de ecruisarea pe care materialul o capătă prin deformare plastică care, la rîndul ei, depinde şi de starea structurală.

Din analiza tuturor rezultatelor se desprind o serie de concluzii.

Prelucrabilitatea prin aşchiere este o problemă foarte complexă, iar stabilirea acesteia nu se poate face doar printr-un singur criteriu, deoarece nu există concordanţa în ansamblu a condiţiilor optime specifice fiecărui criteriu (fig. 4 şi tabela 5 — clasificarea prelucrabilităţii materialului în funcţie de indicii analizaţi).

Tabela 5

Criteriul	Numărul epruvetei									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_z, N	B	B	B	B	R	B	S	R	R	R
R_z, μm	R	S	R	B	B	B	B	B	S	S
h, mm	R	B	R	S	R	B	B	S	R	B
Φ, grade	R	R	R	R	B	B	B	B	S	S

B — prelucrabilitate bună; S — prelucrabilitate satisfăcătoare; R — prelucrabilitate redusă.

În lucrare s-a arătat că între oricare dintre criteriile de prelucrabilitate şi unul dintre indicii de rezistenţă ai materialului (rezistenţa la rupere sau duritate) nu se poate stabili o legătură directă, ci numai prin intermediul structurii.

În cadrul fiecărui criteriu nu se poate formula o lege simplă a corelaţiei dintre prelucrabilitate şi structură din cauza marii diversităţi sub care se prezintă aceasta.

Din această cauză, alegerea structurii corespunzătoare unei prelucrabilităţi optime trebuie făcută foarte judicios, avîndu-se în vedere cazuri concrete.

În cazul pieselor cu diametrul mai mare decît diametrul critic de călire şi care trebuie deci utilizate numai în starea de normalizare, se recomandă ca tratamentul termic să fie aplicat înaintea operaţiei de prelucrare prin aşchiere, obţinîndu-se în general mărirea prelucrabilităţii.

Dacă piesele sînt utilizate în stare îmbunătăţită şi li se cer bune proprietăţi de plasticitate, în special de tenacitate, atunci tratamentul termic preliminar de normalizare se va aplica înaintea degroşării, pentru reducerea consumului de energie la aşchiere, iar tratamentul termic final de călire la martensită şi revenire înaltă se va aplica numai după degroşare, obţinîndu-se astfel o bună calitate a suprafeţei prelucrate şi asigurarea proprietăţilor de exploatare ale materialului.

Pentru piesele supuse tratamentului termic dublu de călire şi revenire la astfel de temperaturi încît ele să aibă proprietăţi de rezistenţă ridicate, combinate cu o foarte bună plasticitate, se recomandă ca atît tratamentul termic preliminar, cît şi cel final să se aplice înaintea tuturor operaţiilor de prelucrare prin aşchiere, obţinîndu-se o îmbunătăţire a prelucrabilităţii din toate punctele de vedere analizate.

Dacă se are în vedere grupa acelor scule care se utilizează în stare călită şi revenită, în astfel de condiţii încît deformaţiile să fie minime la tratamentul termic, spre deosebire de cazul precedent, se recomandă ca tratamentul termic dublu de călire şi revenire joasă să se facă după degroşare, pentru a se obţine cele mai mici abateri de formă şi dimensiune datorită tratamentului termic.

Un loc deosebit îl ocupă sculele supuse tratamentelor termice diferenţiate, la care trebuie să existe o anumită distribuţie de structuri şi proprietăţi pe axă sau secţiunea lor. La acestea se recomandă aplicarea unui tratament termic preliminar de normalizare, înaintea operaţiei de prelucrare prin aşchiere, cu scopul dublu de a se îmbunătăţi prelucrabilitatea şi de a pregăti structura în vederea tratamentului termic final.

---

* S-a determinat abaterea procentuală a unghiului de forfecare faţă de valoarea minimă $\Phi_3 = 29°42'$.

Ținînd seamă de faptul că din punct de vedere tehnico-economic problema prelucrabilității prin așchiere are o importanță tot mai mare, rezultă necesitatea continuării acestor studii și pentru celelalte categorii de materiale utilizate curent în construcția de mașini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Guliev, A. P.* Metalurgie fizică (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
[2] *Duca, Z.* Aşchierea metalelor, vol. I. Bucureşti, 1957.
[3] * * * Încercări şi analize de metale. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
[4] *Oxley, P. L. B.* şi *Welsh, M. J. M.* În : Engineers'Digest, vol. XXVI, nr. 3, mart 1965, p. 89–96 şi 114 (trad. în l. română în : Prelucrarea metalelor, nr. 9, 1965).
[5] *Troupe, G. B.* În : Metalworking Production 108, nr. 11, 1964, p. 88–92.
[6] *Lewis, K. G.* În : Metal Treatment and Drop Forging 144, nr. 24, 1957, p. 351–357.
[7] *Kammer, K.* În : Werkstatt und Betrieb 98, nr. 2, febr 1965, p. 105–112.
[8] *Ciucă, C., Tarău, I., Drugescu Elena, Andronic, C.* În : Construcţia de maşini 6, 1957, p. 332–335.
[9] *Dulămiță, T.* şi *Mintulescu, D.* În : Metalurgia 17, nr. 5, mai 1965, p. 240–244.
[10] *Manie, K.* În : Factory and Plant 54, nr. 10. oct 1966, p. 24, 25, 27. 29–31.
[11] *Levi, R.* În : Ingegneria Meccanica 15, nr. 8, aug 1966, p. 13–16.
[12] *Eugen, F.* şi *Weill, R.* În : Härterei-Techn. Mitt. 16, nr. 4, 1961, p. 244–254.
[13] *Micheletti, G. F.* În : Advance-Mach. Tool Design and Res. Oxford–London–New York–Paris, Pergamon Press, 1963, p. 109–120.
[14] *Micheletti, G. F.* În : Ind. und Techn. Maschinenwelt, nr. 1, 1965, p. 10–14.
[15] *Ewell, J. R.* În : American Machinist 109, nr. 26, sept 1965, p. 72–74.
[16] *Ewell, J. R.* În : Metalworking Production 110, nr. 3, ian 1966, p. 49–51.
[17] *Schaumann, R.* În: Maschinenmarkt 62, nr. 47–48, 1956, p. 37–52.
[18] *Wiest, P.* În : Tech. Zeit. Prakt. Metallbearbeitung 55, nr. 10, 1961, p. 546–554.
[19] *Blanter, M. E.* Fazovie prevraşcenia pri termiceskoi obrabotke stali. Moscova, Metallurghizdat, 1962.
[20] *Lăzărescu, I. D.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.
[21] *Okushima Keiji* şi *Iwata Kazuaki.* În : Mem. Fac. Engng, Kyoto University 25, nr. 1, 1963, p. 12–32.
[22] *Guliaev, A. P.* Tratamentul termic al oţelului (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
[23] *Enache, Şt.* Calitatea suprafeţelor prelucrate. Bucureşti, Editura tehnică, 1966, p. 122.
[24] *Zorev, N. N.* Voprosî mehaniki proţessa rezania metalov. Moscova, Maşghiz, 1956, p. 94–96.

CZ 621.95.01.001.13

Considerații și calcule legate de proiectarea bazării unui dispozitiv de găurit

George ARGHIR

Executarea prin burghiere a 16 găuri de 10,1 mm diametru (pentru găuri filetate M 12) și a 88 găuri de 11,9 mm diametru (pentru găuri filetate M 14) repartizate pe patru suprafețe ce corespund frontalelor a patru perechi de cilindri, la noul compresor 8A2U–140, produs de Uzina „Tehnofrig'' Cluj (fig. 1), a ridicat probleme în proiectarea bazării dispozitivului de găurit, datorită faptului că se cere o precizie relativ mare (în aceste găuri se înșurubează prezoanele ce susțin capacele pe care se sprijină arcurile supapelor) atît ca distanță între ele, cît și ca poziție față de cei doi cilindri. Situația nu ar fi dificilă dacă suprafețele de bazare alese, două suprafețe cilindrice, incomplete pe o porțiune de 30 mm, cu diametrul de 156+0,2 mm, concentrice cu locașul cilindrilor (se prelucrează din aceeași prindere locașurile cilindrilor și suprafețele cilindrice) ar fi fost mai precise ca dimensiuni și poziție.

Adoptîndu-se bazarea dispozitivului pe două bolțuri cilindrice scurte, ce elimină trei grade de libertate, unul bază de ghidare, iar celălalt bază de sprijin, se obține schema din figura 2.

În figura 2 s-au utilizat următoarele notații :

L – distanța dintre axele suprafețelor cilindrice ale piesei sau dintre axele bolțurilor dispozitivului ;

A_p, A_d – abaterea distanței L ; toleranța dispozitivului se ia un sfert pînă la o treime din toleranța piesei ;

D_1, D_2 – diametrele nominale ale suprafețelor cilindrice ale piesei ;

A_{sD_1}, A_{iD_1}, $A_{sD_2^1}$, A_{iD_3} – abaterile superioare, respectiv inferioare ale lui D_1 și D_2 ;

d_1, d_2 – diametrele nominale ale bolțurilor cilindrice (pe figura 2 nu s-a menționat cota lui d_2, deoarece ea rezultă din celelalte cote și toleranțe) ;

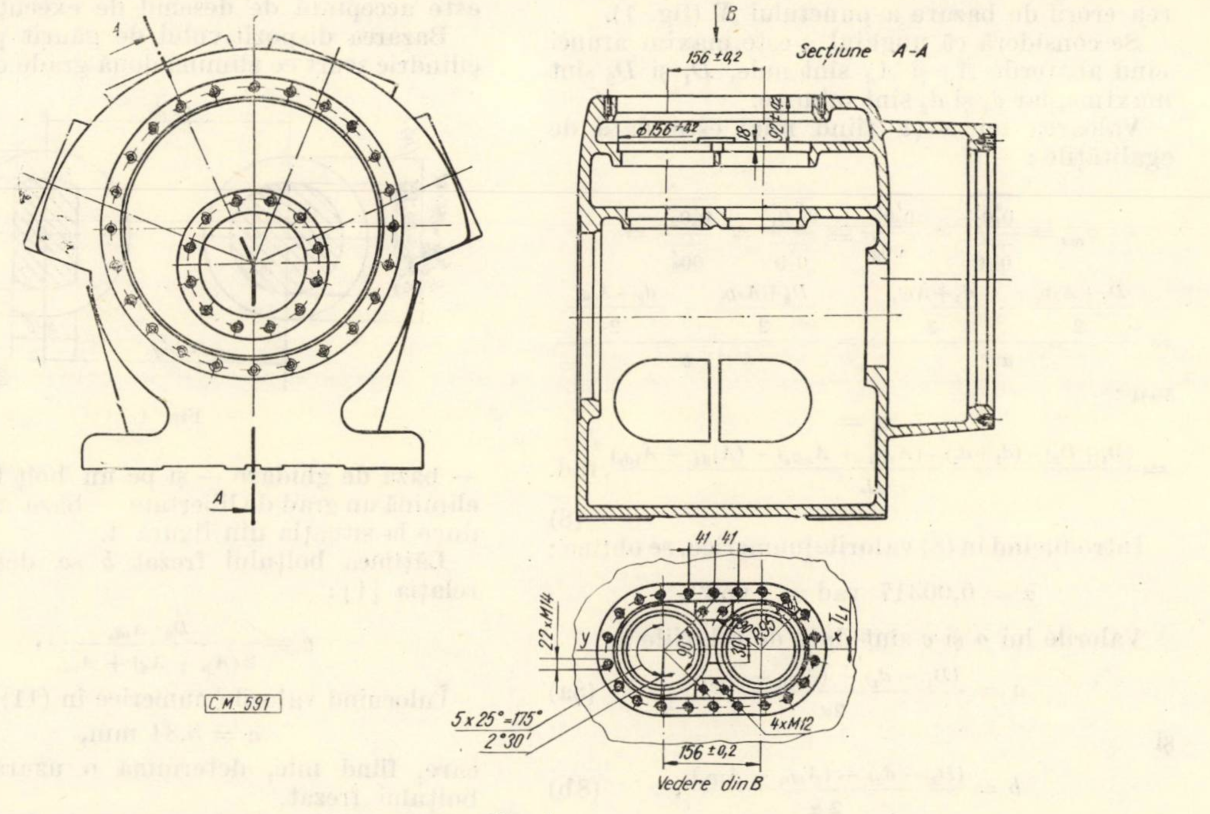
A_{sd1}, A_{id1}, A_{sd2}, A_{iD2} – abaterile superioare, respectiv inferioare ale lui d_1 și d_2 ; toleranțele de execuție ale bolțurilor se iau după ajustaj semiliber în clasa doua de precizie, la suprafața cilindrică activă a lor ce se prelucrează la rugozitatea 0,8 [1] ;

L_{min} – distanța minimă din exteriorul suprafețelor cilindrice ale piesei ;

L_{max} – distanța maximă din interiorul suprafețelor cilindrice ale piesei ;

l_{max} — distanţa maximă peste bolţurile cilindrice ale dispozitivului;

l_{min} — distanţa minimă între bolţurile cilindrice ale dispozitivului.



A
A
CM 591
B
Secţiune A-A
156 ±0,2
φ156+0,2
18
92±0,2
41
41
22xM14
y
x
90°
30
R95
L1
5x25°=175°
2°30'
4xM12
156 ±0,2
Vedere din B

Fig. 1

Suprafeţele de bazare vor pătrunde în cele ale piesei numai în cazul în care sînt satisfăcute inegalităţile evidente:

$$L_{min} \geqslant l_{max} \text{ şi} \tag{1}$$

$$L_{max} \leqslant l_{min}. \tag{2}$$

unde:

$$L_{min} = \frac{D_1 + A_{iD_1}}{2} + (L - A_p) + \frac{D_2 + A_{iD_2}}{2}; \tag{3}$$

$$L_{max} = -\frac{D_1 + A_{iD_1}}{2} + (L + A_p) - \frac{D_2 + A_{iD_2}}{2}; \tag{4}$$

$$l_{max} = \frac{d_1 + A_{sd_1}}{2} + (L + A_d) + \frac{d_2 + A_{sd_2}}{2}; \tag{5}$$

$$l_{min} = \frac{d_1 + A_{sD_1}}{2} + (L - A_d) - \frac{d_2 + A_{sd_2}}{2}. \tag{6}$$

Înlocuind (3) şi (5) în (1), şi (4) şi (6) în (2), se obţine inegalitatea:

$$d_2 \leqslant [(D_1 + D_2) - d_1] + [(A_{iD_1} + A_{iD_2}) - (A_{sd_1} + A_{sd_2}) - 2\,(A_p + A_d)], \tag{7}$$

care dă diametrul d_2 şi este independentă de L, A_{sD_1}, A_{sD_2}, A_{id_1} şi A_{id_2}.

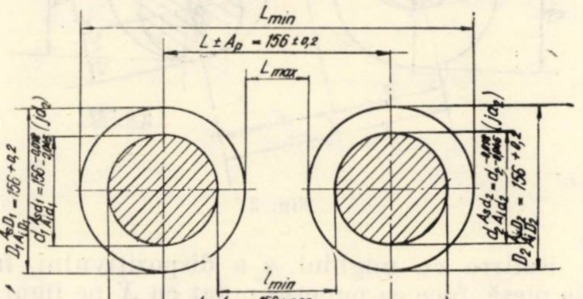
Relaţia (7) pentru elementele date devine:

$$d_2 \leqslant 155,\ 536 \text{ mm},$$

adoptîndu-se:

$$d_2 = 155,\ 5 \text{ mm}.$$

În cazul în care bazarea dispozitivului se face pe două bolţuri cilindrice; unul de diametru $156\,jd_2{}^{-0,018}_{-0,045}$ şi altul de $155,5\ jd_2{}^{-0,018}_{-0,045}$ la distanţa



L_{min}
$L \pm A_p = 156 \pm 0,2$
L_{max}
l_{min}
$L + A_d = 156 \pm 0,05$
l_{max}
CM 592

Fig. 2

de 156 ± 0,05 eroarea de bazare la unele găuri este destul de mare. Pentru determinarea erorii de bazare se foloseşte schema din figura 3 (a, c — distanţa dintre axele suprafeţelor cilindrice ale piesei sau bolţurilor cilindrice, pînă la intersecţia lor sub unghiul α) ce reprezintă unul din cele mai defavorabile cazuri care pot apărea datorită rotirii dispozitivului în raport cu alezajele. Figura 3 se foloseşte la determinarea erorii de bazare a punctului X (fig. 1).

Se consideră că unghiul α este maxim atunci cînd abaterile A_p şi A_d sînt nule, D_1 şi D_2 sînt maxime, iar d_1 şi d_2 sînt minime.

Valoarea lui α (α fiind mic) este dată de egalităţile :

$$\alpha_{rad} = \frac{\overset{\frown}{0_1'0_1''}}{\overline{0_1'0}} = \frac{\overset{\frown}{0_2'0_2''}}{\overline{00_2'}} \cong \frac{\overline{0_1'\,0_1''}}{\overline{0_1'0}} = \frac{\overline{0_2'0_2''}}{\overline{00_2'}} =$$

$$= \frac{\frac{D_1+A_{sD_1}}{2} - \frac{d_1+A_{id_1}}{2}}{a} = \frac{\frac{D_2+A_{sD_2}}{2} - \frac{d_2+A_{id_2}}{2}}{b}$$

sau :

$$\alpha = $$
$$= \frac{(D_1+D_2)-(d_1+d_2)+(A_{sD_1}+A_{sD_2})-(A_{id_1}+A_{id_2})}{2L}, \text{rad.} \tag{8}$$

Introducînd în (8) valorile [numerice, se obţine :

$$\alpha = 0{,}00317 \text{ rad} = 1\,052''.$$

Valorile lui a şi c sînt date de relaţiile :

$$a = \frac{(D_1 - d_1) + (A_{sD_1} - A_{id_1})}{2\alpha} \tag{8a}$$

şi

$$b = \frac{(D_2 - d_2) + (A_{sD_2} - A_{iD_2})}{2\,\alpha}, \tag{8b}$$

care, pentru cazul considerat, sînt :

$a = 38{,}7$ mm ;b $= 117{,}3$ mm.

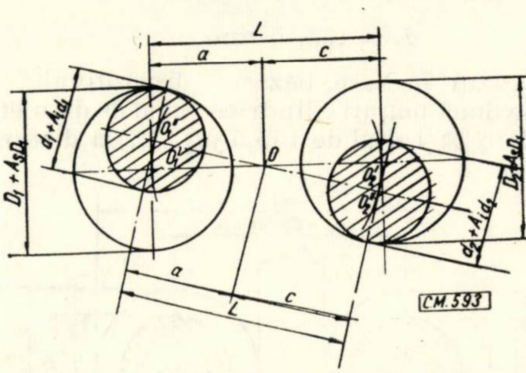


Fig. 3

Rotirea cu unghiul α a dispozitivului, faţă de piesă, face ca punctul notat cu X pe figura 1 să prezinte, pe verticală o abatere maximă :

$$\Delta L_1 = \alpha\,(b + R), \tag{9}$$

unde :

R este raza pe care este plasat punctul X.

ΔL_1 exprimat numeric este :

$$\Delta L_1 = 0{,}673 \text{ mm}.$$

putînd avea un sens sau altul. Toleranţa lui X va fi deci :

$$T_{L_1} = 2\,\alpha\,(b + R), \tag{10}$$

Numeric toleranţa lui X este :

$$T_{L_1} = 1{,}346 \text{ mm}.$$

Această toleranţă dată de dispozitiv — eroarea de bazare — a punctului X este mare şi nu este acceptată de desenul de execuţie (fig. 1).

Bazarea dispozitivului de găurit pe un bolţ cilindric scurt ce elimină două grade de libertate — baza de ghidare — şi pe un bolţ frezat care elimină un grad de libertate — baza de sprijin — duce la situaţia din figura 4.

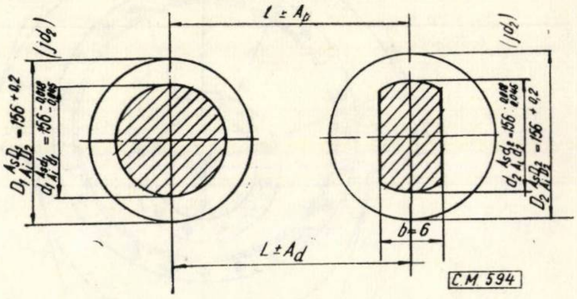


Fig. 4

Lăţimea bolţului frezat b se determină cu relaţia [1] :

$$c = \frac{D_2 \cdot A_{sd_2}}{2\,(A_p + A_d) + A_{sd_1}}. \tag{11}$$

Înlocuind valorile numerice în (11), se obţine :

$$c = 5{,}84 \text{ mm},$$

care, fiind mic, determină o uzură rapidă a bolţului frezat.

Relaţia (8) ce dă eroarea unghiulară de bazare a dispozitivului este valabilă şi, în acest caz, devine :

$$\alpha = \frac{(A_{sD_1} + A_{sD_2}) - (A_{id_1} + A_{id_2})}{2L}, \tag{12}$$

relaţie ce nu mai depinde de diametrele suprafeţelor cilindrice sau de diametrele bolţurilor.

Pentru valorile reale se obţine :

$$\alpha = 0{,}00157 \text{ rad.} = 5'24'' ;\ a = b = 78 \text{ mm}$$

Toleranţa lui X, determinată cu relaţia (10), este :

$$T_{L_1} = 0{,}545 \text{ mm}.$$

Se observă că imprecizia pe direcţia perpendiculară pe axa centrelor s-a redus de peste 2,5 ori, datorită faptului că $d_2 = D_2$, menţinîndu-se totuşi la o valoare ridicată faţă de cele menţionate pe desenul de execuţie (fig. 1).

Reducerea la minimum a erorii de bazare s-a obţinut prin proiectarea bazării dispozitivului de găurit ca în figura 5. Acest dispozitiv admite ca bază de ghidare una din suprafeţele cilindrice ale piesei, asigurînd centrarea şi fixarea prin trei pistonaşe radiale *1* dispuse la 120°, împinse de şurubul cu vîrf conic *2*. Aceste repere sînt susţinute de corpul *3*. Pistonaşele se prelucrează montate, obţinîndu-se egale ca lungime şi asigurîndu-se astfel centrarea bolţului cilindric în alezaj fără nici o eroare de bazare. Baza de reazem este asigurată de cealaltă suprafaţă cilindrică din piesă, pe care se asigură bazarea şi fixarea ca şi în cazul anterior, dar numai prin două pistonaşe radiale *4*, dispuse la 180°, cu axele lor perpendiculare pe linia de unire a centrelor, pistonaşe împinse de şurubul cu vîrf conic *5*. Ca şi în cazul precedent pistonaşele se prelucrează montate în reperul *6*, obţinîndu-se egale în lungime. În acest mod se asigură bazarea *bolţului frezat* astfel ca eroarea unghiulară α să fie nulă. În timpul fixării se strînge mai întîi şurubul care deschide cele trei pistonaşe şi apoi cel ce deschide cele două pistonaşe. În caz contrar, erorile de bazare nu sînt reduse la minimum, din cauza frecărilor ce apar între pistonaşe şi suprafeţele cilindrice ale piesei. Pistonaşele sînt împiedicate să se rotească sau să cadă afară de către ştifturile filetate *7*. Corpul *3* şi reperul *6* sînt montate pe placa *8* ce prezintă bucşele de ghidare *9*.

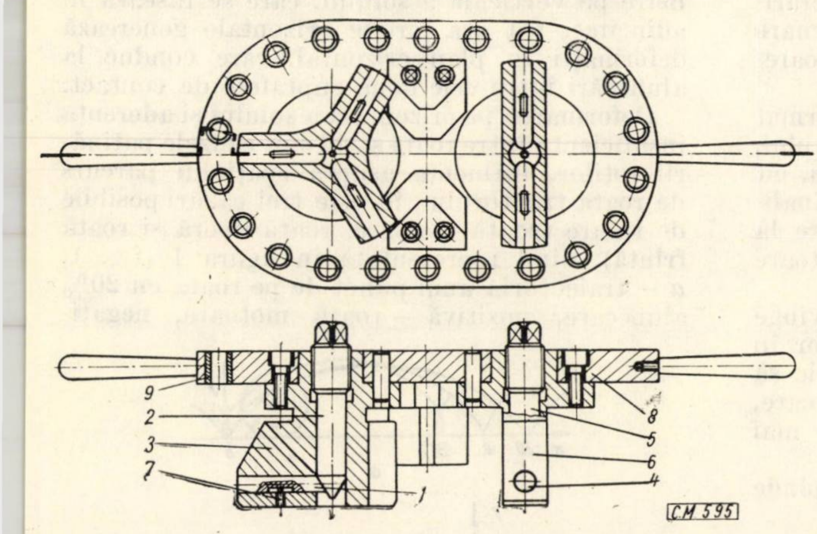


Fig. 5

Abaterea perpendiculară, pe linia ce uneşte axele, a punctului X (fig. 1) este şi ea nulă, ca urmare a valorii nule a unghiului α, însă abaterea care se ia în considerare este numai în lungul acestei linii. Această abatere există şi la dispozitivele schematizate în figurile 2 şi 4, dar este mai mică decît cea dată de relaţia (10), perpendicular pe linia ce uneşte axele. Mărimea ei se determină cu ajutorul figurii 6 (R_p, R_d — raza punctului X, respectiv Y, pe care sînt plasate găurile pe piesă, respectiv pe dispozitiv; A_{Rp}, A_{Rd} — abaterea lui R_p, respectiv R_d).

Poziţia extremă a lui X faţă de O, L_1 (fig. 6 şi 1) este:

$$L_1 = L + A_d + R_d + A_{Rd}, \tag{13}$$

iar poziţia cea mai apropiată, L_2:

$$L_2 = L - A_d + R_d - A_{Rd}. \tag{14}$$

Rezultă toleranţa lui X ca diferenţa dintre cele două cote L_1 şi L_2:

$$T_{L_2} = 2\ A_d + A_{Rd}). \tag{15}$$

Pentru Y (fig. 6 şi 1) toleranţa va fi:

$$T_{L_3} = 2\,.A_{Rd} \tag{16}$$

(s-a luat O în partea stîngă întrucît aici coincide centrul *bolţului cilindric* cu a suprafeţei cilindrice).

În relaţiile (15) şi (16) nu apar decît A_d şi A_{Rd}; celelalte abateri nu influenţează datorită autocentrării dispozitivului, deci precizia de lucru depinde numai de precizia de execuţie a dispozitivului.

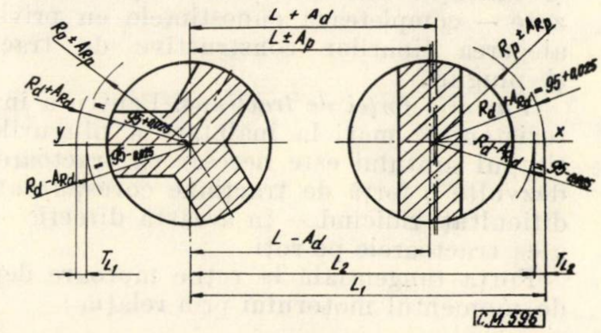


Fig. 6

Înlocuind datele numerice în relaţiile (15) şi (16) rezultă:

$$T_{L2} = 0{,}15 \text{ mm}; \quad T_{L3} = 0{,}05 \text{ mm}.$$

Valorile sînt mult inferioare celor cerute de desenul de execuţie.

Precizia de bazare dată de dispozitivul de găurit, prin adoptarea acestei bazări autocentrante, a crescut simţitor, de 9 ori faţă de bazarea pe bolţuri cilindrice şi de aproape 4 ori faţă de bazarea pe un bolţ cilindric şi un bolţ frezat. Pe lîngă aceasta, dispozitivul are o construcţie robustă şi se prinde sigur de semifabricat.

Dispozitivul de găurit (fig. 6), executat şi utilizat în practică la burghierea găurilor din figura 1, a dat rezultate corespunzătoare. Toleranţele medii de lucru (excluzînd pe cele grosolan accidentale) măsurate pe piesă au fost: $T_{L_1} = 0{,}04$ mm; $T_{L_2} = 0{,}22$ mm; $T_{L_3} = 0{,}08$ mm.

Se observă că toleranţele sînt mai mari decît cele rezultate din calcule. La aceasta a contribuit precizia relativ scăzută a execuţiei dispozitivului (nerealizîndu-se pistonaşele de aceeaşi lungime). Cu toate acestea, toleranţele de lucru sînt acceptate de către desenul de execuţie, deci schema de bazare aleasă permite ca, chiar în cazul unei execuţii insuficient de îngrijite a dispozitivului să se asigure o precizie ridicată de lucru.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tache, V.* şi *Stănescu, I.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

CZ 631.312.4 : 629.114.2

Interacţiunea plug-tractor, cu referire la tractorul U—650

Chiriac VASILIU şi Lucian NEGUŢ

Ponderea mare a arăturilor în cadrul lucrărilor agricole condiţionează în cea mai mare măsură cerinţele faţă de construcţia tractoarelor.

Dinamica şi cinematica agregatului format din plug şi tractor, mai ales în timpul lucrului, influenţează atît performanţele tractorului, cît şi calităţile arăturilor, influenţe care —analizate — completează cunoştinţele cu privire la alegerea tipurilor constructive de tractoare şi pluguri.

Variaţia forţei de tracţiune. Pentru a învinge rezistenţele mari la înaintare a plugurilor în timpul aratului este necesar ca tractoarele să dezvolte o forţă de tracţiune corespunzătoare, dificultăţi ridicînd — în această direcţie — mai ales tractoarele pe roţi.

Forţa tangenţială la roţile motoare depinde de momentul motorului prin relaţia :

$$F_r = \frac{M_m \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_a}, \tag{1}$$

în care :

M_m este momentul dezvoltat de motorul tractorului ;

i_t — raportul de transmitere între motor şi roţi ;

η_t — randamentul transmisiei ;

r_a — raza activă a roţilor.

Pentru deplasarea agregatului plug-tractor este necesar ca această forţă să satisfacă condiţiile :

$$R_p + R_t \leqslant F_r \leqslant A_d, \tag{2}$$

în care :

R_p este rezistenţa de înaintare a plugului ;

R_t — rezistenţa de înaintare a tractorului ;

A_d — forţa de aderenţă a roţilor motoare, care depinde direct de încărcarea roţilor motoare :

$$A_d = \varphi . \ G_a, \tag{3}$$

unde :

φ este coeficientul de aderenţă ;

G_a — greutatea aderentă.

Forţa de tracţiune F_t este mai mică decît forţa tangenţială la roţile motoare, iar la limita de aderenţă este :

$$F_t = F_r - R_t = \varphi . G_a. \tag{4}$$

Forţele verticale care acţionează asupra roţilor motoare generează astfel forţe orizontale de împingere, care se transmit şi solului. Aşa după cum forţele verticale conduc la o deformare pe verticală a solului, care se tasează în adîncime, tot aşa forţele orizontale generează deformaţii în plan orizontal, care conduc la alunecări între cele două suprafeţe de contact.

Deformarea pe orizontală a solului şi aderenţa insuficientă între roată şi sol sînt cauzele patinării roţilor, influenţa asupra spaţiului parcurs de roata tractorului, în cele trei cazuri posibile de rulare (roată motoare, roată liberă şi roată frîntă), fiind reprezentată în figura 1 (fig. 1, *a* — traiectoria unui punct de pe roata cu 20% alunecare, pozitivă — roată motoare, negativă — roată frînată ; fig. 1, *b* — tensiunile tangenţiale *T* în funcţie de deformarea *s*, pentru sol compact — *1* şi sol nisipos — *2*).

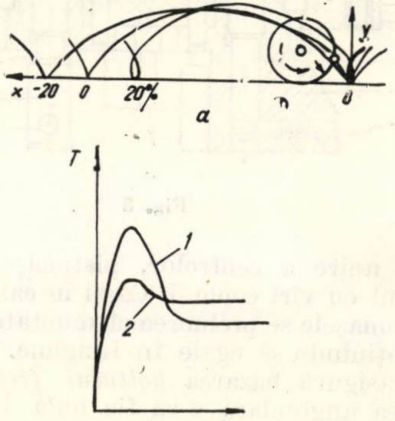


Fig. 1

Pentru mărirea valorilor coeficientului de aderenţă φ la roţile motoare se folosesc pneuri din ce în ce mai mari, presiuni din ce în ce mai mici şi profile de formă şi mărime adecvată.

Datorită formei pneurilor şi caracteristicilor diferite ale tipurilor de sol, coeficientul de aderenţă variază pentru diferite încărcări ale osiei motoare şi pentru diferite mărimi (%) ale patinării roţilor, iar în funcţie de acestea variază şi forţa de tracţiune (fig. 2, *a* — lut argilos tasat umed, pneuri 11,25—24 cu 0,8 kgf/cm²; fig. 2, *b* — lut argilos cu umiditate medie, pneuri 13—30 cu 0,8 kgf/cm²).

Din analiza relaţiei (4) şi a figurii 2 rezultă că pentru solurile frecvent întîlnite, atît coeficientul de aderenţă dar mai ales forţa de tracţiune pot fi simţitor majorate prin creşterea încărcării pe roţile motoare, respectiv a greutăţii aderente, folosindu-se mărimea reacţiunii, pe osiile tractorului, a diferitelor tipuri de pluguri.

Considerîndu-se că tractorul în deplasare pe orizontală (fig. 3) învinge rezistanţa R, care face unghiul α cu orizontala şi se află la distanţa d de punctul de contact al roţii motoare cu solul, sarcinile pe roţile din faţă şi spate vor fi date de relaţiile :

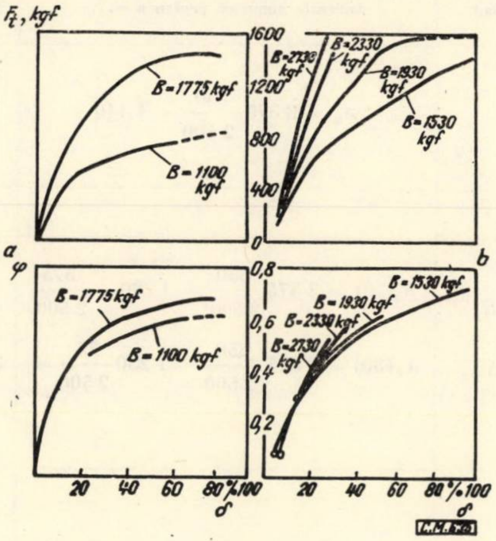


Fig. 2

$$A = G\frac{b}{l} - R\frac{h}{l}\cdot\cos\alpha,$$
$$B = G\frac{a}{l} + R\frac{h}{l}\cdot\cos\alpha + R.\sin\alpha, \qquad (5)$$

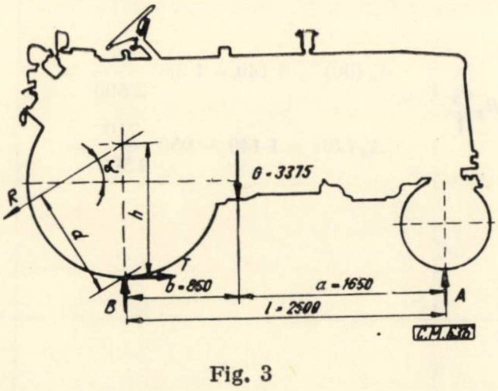


Fig. 3

în care :

A, B sînt reacţiile pe roţile din faţă, respectiv din spate ;
G — greutatea tractorului ;
a, b — distanţele de la centrul de greutate al tractorului la roţile din faţă, respectiv din spate ;
l — ampatamentul tractorului ;
h — înălţimea intersecţiei dintre rezistenţa R şi verticala osiei motoare $\left(h = \frac{d}{\cos\alpha}\right)$.

Se constată că, datorită forţei R, sarcina statică pe roţile din faţă s-a micşorat cu $R\frac{h}{l}\cos\alpha$, în timp ce sarcina statică pe roţile din spate s-a majorat cu acest termen şi cu un al doilea termen de forma $R\sin\alpha$, care reprezintă proiecţia pe verticală a forţei R.

Valoarea maximă a sarcinii pe osia motoare în condiţiile arătate va fi dată de mărimea lui α, care satisface relaţia :

$$\frac{dB}{d\alpha} = 0, \qquad (6)$$

adică :

$$\alpha = \text{arc tg}\,\frac{l}{h}. \qquad (7)$$

Realizarea acestei condiţii nu este în general posibilă din motive constructive, dar acest lucru trebuie avut în vedere atît la proiectarea tractorului, cît şi a plugului cu care va lucra în agregat.

Pentru determinarea influenţei diferitelor tipuri de pluguri asupra încărcării osiei motoare au fost analizate condiţiile de echilibru ale agregatelor formate din tractorul U—650 şi plugurile cu trei trupiţe a 30 cm lăţime de lucru pe trupiţă, în variantele : tractat, semipurtat (cu roată posterioară), semipurtat (cu roată laterală) şi purtat.

Determinările s-au efectuat numai în plan vertical şi pentru două adîncimi de lucru : $a_1 = 30$ cm şi $a_2 = 20$ cm.

Sinteza rezultatelor obţinute este prezentată în tabela 1, în care sînt redate comparativ reacţiunile pe roţile din faţă şi din spate, coeficientul de aderenţă şi coeficientul de patinare.

Analiza acestor rezultate duce la următoarele concluzii :

— reacţiunea pe roţile motoare ale tractorului este maximă în cazul agregatului tractor — plug purtat, urmînd în ordine descrescîndă agregatul format cu plugul semipurtat, cu roată laterală ;

— creşterea încărcării pe roţile motoare se manifestă prin mărirea forţei de aderenţă şi reducerea patinării tractorului.

Variaţia adîncimii de lucru. Cerinţele agrotehnice admit o variaţie a adîncimii de lucru a plugului cuprinsă în limitele ± 10% din adîncimea nominală, ceea ce pentru arăturile uzuale reprezintă ± 2 ... 3 cm.

Variaţia adîncimii de lucru apare ca urmare a unor denivelări accidentale, care ar trebui să nu modifice traiectoria organelor de lucru (nu trebuie sesizate de plug), sau a unor denivelări pe care plugul ar trebui să le copieze dar pe care — din diferite cauze — organele de lucru nu le urmăresc.

În figura 4 s-a analizat efectul pe care îl are o denivelare a cîmpului nearat, înaltă, de circa 20 cm, asupra adîncimii de lucru a plugurilor semipurtate cu roată laterală (fig. 4, *a*) sau posterioară (fig. 4, *b*) şi purtate (fig. 4, *c*) ; s-a

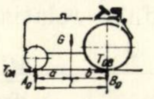
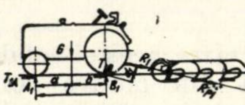
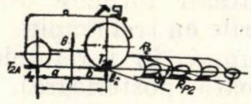
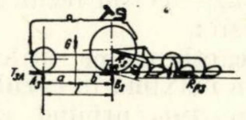
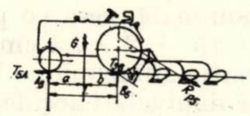
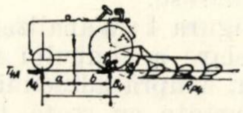
Nr. crt.	Agregatul	Schița agregatului	Reacțiunea pe roțile din		
			Relația de calcul	Aplicație numerică pentru a = ...	20 cm
0	Tractorul U–650		$A_0 = G\dfrac{b}{l}$	$A_0 = 3\,375\dfrac{850}{2\,500} = 1\,140$	
1	Tractorul U–650 cu plug tractat		$A_1 = G\dfrac{b}{l} - R_1\dfrac{d_1}{l}$ $A_1 = A_0 - \Delta A_1$	$A_1(30) = 3\,375\dfrac{850}{2\,500} - 1\,280 - \dfrac{575}{2\,500}$ $A_1(30) = 3\,375\dfrac{850}{2\,500} - 1\,250\dfrac{75}{2\,500} =$	1 103
2	Tractorul U–650 cu plug semipurtat (roata posterioară)		$A_2 = G\dfrac{b}{l} - R_2\dfrac{d_2}{l}$	$A_2(30) = 1\,140 - 1\,420\dfrac{837{,}5}{2\,500} =$ $A_2(20) = 1\,140 - 1\,010\dfrac{1\,015}{2\,500} =$	730
3	Tractorul U–650 cu plug semipurtat (roata laterală)		$A_3 = G\dfrac{b}{l} - R_3\dfrac{d_3}{l}$	$A_3(30) = 1\,140 - 1\,380\dfrac{705}{2\,500} =$ $A_3(20) = 1\,140 - 950\dfrac{710}{2\,500} =$	870
4	Tractorul U–650 cu plug purtat		$A_4 = G\dfrac{b}{l} - R_4\dfrac{d_4}{l}$	$A_4(30) = 1\,140 - 1\,420\dfrac{870}{2\,500} =$ $A_4(20) = 1\,140 - 1\,020\dfrac{1\,120}{2\,500} =$	682
5	Tractorul U–650 cu plug purtat (semipurtat) la ridicarea din brazdă		$A_5 = G\dfrac{b}{l} - R_5\dfrac{d_5}{l}$	$A_5\,30 = 1140 - 3\,560\dfrac{870}{2\,500} =$	

Tabela 1

față A_1, kgf		Reacțiunea pe roțile din spate B_1 kgf					Coeficientul de aderență $\varphi_i = \frac{F_{li}}{B_i}$	Patinarea teoretică $\delta = K_{x_i}$ (% din diagramă)
30 cm	% din A_0	Relația de calcul	Aplicație numerică pentru a = ...	20 cm	30 cm	% din B_0		
		$B_0 = G\frac{a}{l}$	$B_0 = 3\,375\frac{1\,650}{2\,500} = 2\,235$					
845	47	$B_1 = G\frac{a}{l} + R_1\frac{d_1}{l} +$ $+ R_1 \sin \alpha_1$	$B_1(30) = 2\,235 + 1\,280\frac{575}{1\,280} + 1\,280 \sin 13° =$		2 817	126	0,44	18
	97		$B_1(20) = 2\,235 + 1\,250\frac{75}{2\,500} =$	2 272		101,5	0,55	40
665	58	$B_2 = G\frac{a}{l} + R_2\frac{d_2}{l} +$ $+ R_2 \sin \alpha_2$	$B_2(30) = 2\,235 + 1\,420\frac{837{,}5}{2\,500} + 1\,420 \sin 27° =$		3 355	150	0,373	13
	64		$B_2(20) = 2\,235 + 1\,010\frac{1\,015}{2\,500} + 1\,010 \sin 35° =$	3 195		143	0,265	18
			$B_3(30) = 2\,235 + 1\,380\frac{705}{2\,500} + 1\,380 \sin 27° =$					
750	66	$B_3 = G\frac{a}{l} + R_3\frac{d_3}{l} +$ $+ R_3 \sin \alpha_3$	$= \boxed{B_3(30)\ R_{rc}} = B_3(30) - 70 =$			140	0,40	14
	76		$= \boxed{B_3(20) = 2\,235} + 950\frac{710}{2\,500} +$		3 122	136	0,41	15
			$+ 950 \sin 19°30' =$	2 822	3 052	126	0,3	8,5
			$B_3(20) = B_3(20) - 128 = R_{rc} =$	2 694		120	0,315	9
645	57	$B_4 = G\frac{a}{l} + R_4\frac{d_4}{l} +$ $+ R_4 \sin \alpha_4$	$B_4(30) = 2\,235 + 1\,420\frac{870}{2\,500} + 1\,420 \sin 28°$		3 397	152	0,368	12
	60		$B_4(20) = 2\,235 + 1\,020\frac{1\,120}{2\,500} + 1\,020 \sin 35°$	3 275		146	0,259	6
−100		$B_5 = G\frac{a}{l} + R_5\frac{d_5}{l} +$ $+ R_5 \sin \alpha_5$	$B_5(30) = 2\,235 + 3\,560\frac{870}{2\,500} + 3\,560 \sin 28°$	5 150		230	0,243	5,5

considerat că denivelarea este sesizată de roata de copiere a plugului la mărimea ei, iar de tractor la 1/2 din înălțime, ca urmare a faptului că roata din brazdă se deplasează pe teren drept.

Analizînd rezultatul obținut, exprimat prin valoarea suprafețelor hașurate (pentru trupița din mijloc s-a recurs la interpolare), se constată că valoarea maximă a abaterii se obține în cazul lucrului cu plugul purtat (255 cm²) și că plugul cu roata posterioară duce la valoarea minimă (202,5 cm²).

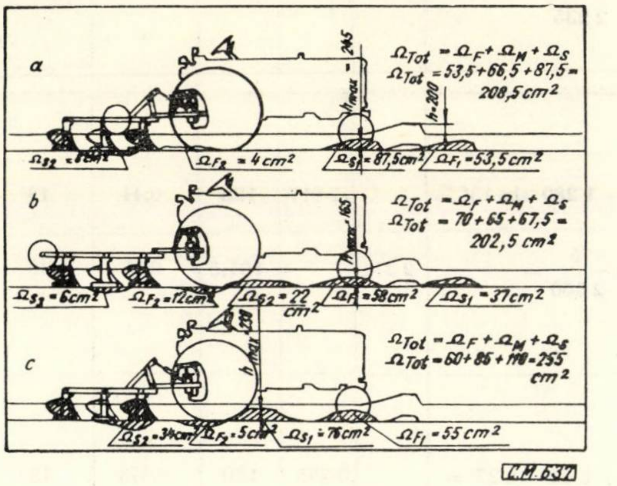

a
h_{max} = 245
h = 200
$\Omega_{Tot} = \Omega_F + \Omega_M + \Omega_S$
$\Omega_{Tot} = 53,5 + 66,5 + 87,5 = 208,5\ cm^2$
Ω_{S_2} = 8 cm²
Ω_{F_2} = 4 cm²
Ω_{S_1} = 87,5 cm²
Ω_{F_1} = 53,5 cm²
b
h_{max} = 165
$\Omega_{Tot} = \Omega_F + \Omega_M + \Omega_S$
$\Omega_{Tot} = 70 + 65 + 67,5 = 202,5\ cm^2$
Ω_{S_2} = 6 cm²
Ω_{F_2} = 12 cm²
Ω_{S_2} = 22 cm²
Ω_F = 58 cm²
Ω_{S_1} = 37 cm²
c
h_{max} = 230
$\Omega_{Tot} = \Omega_F + \Omega_M + \Omega_S$
$\Omega_{Tot} = 60 + 85 + 110 = 255\ cm^2$
Ω_{S_2} = 34 cm²
Ω_{F_2} = 5 cm²
Ω_{S_1} = 76 cm²
Ω_{F_1} = 55 cm²
C.M. 637

Fig. 4

Din punctul de vedere al amplitudinii variației traiectoriei, valoarea maximă este dată de plugul semipurtat cu roată laterală (245 mm, cu 45 mm mai mare decît înălțimea denivelării), urmat de plugul purtat (230 mm) și de plugul semipurtat cu roată posterioară (165 mm).

Se semnalează de asemenea că, în cazul plugului purtat, se obține o adîncime maximă a denivelării, sub adîncimea de lucru (110 mm, peste 30% din adîncimea nominală), particularitate negativă atît din punct de vedere agrotehnic, cît și al efectului asupra productivității agregatului (creșterea patinării).

În concluzie se poate afirma că, din punctul de vedere al insensibilității pe care plugul trebuie să o aibă față de denivelările accidentale întîlnite în timpul lucrului, cea mai corespunzătoare variantă este aceea în care plugul este prevăzut cu roată posterioară de sprijin, deoarece atît mărimea abaterilor față de linia dreaptă, cît și amplitudinile traiectoriilor urmate de organele de lucru, sînt minime. Cazul cel mai defavorabil este constatat la plugul purtat.

În cazul cînd terenul prezintă ondulații pe care plugul ar trebui să le urmărească, dar aceasta nu se întîmplă (plugul nu copiază terenul), se poate afirma că rezultatele cele mai bune vor fi oferite de plugul semipurtat cu roată laterală de sprijin, deoarece poziția acesteia în centrul plugului va asigura copierea optimă a terenului. În ordine, se clasează plugul semipurtat cu roată posterioară, pentru care copierea terenului va fi înrăutățită de faptul că roata posterioară a plugului, pe de o parte, iar roțile din față și — mai ales — din spate ale tractorului, pe de altă parte, sînt depărtate de organele de lucru, urmat de plugul purtat ale cărui organe de lucru vor copia terenul sub acțiunea efectului de copiere dat de roțile tractorului, care se găsesc mult în fața plugului.

Plugul purtat reprezintă deci soluția cea mai defavorabilă, comparativ cu plugul semipurtat, din punctul de vedere al menținerii unei adîncimi de lucru constante.

Luînd în considerare și concluzia obținută din analiza variației forței de tracțiune, se constată că, din punctul de vedere al randamentului agregatului, plugul purtat reprezintă varianta optimă, în timp ce din punctul de vedere al menținerii constante a adîncimii de lucru, același tip de plug reprezintă varianta cea mai defavorabilă.

Pe de altă parte este necesar să se remarce și faptul că uneori denivelările terenului, care au ca efect variații mari ale adîncimii de lucru, afectează, de asemenea, și forța de aderență. Dacă în cazul plugului semipurtat cu roată laterală de sprijin, denivelările afectează într-o măsură mai redusă reacțiunea pe roțile motoare, ca urmare a faptului că centrul virtual de tracțiune se găsește în permanență foarte aproape de poziția stabilită prin condiția ca reacțiunea pe roata de sprijin să fie de 100—150 kgf, în cazul plugului semipurtat cu roată posterioară și — în special — al plugului purtat, situațiile în care roțile din față ale tractorului urcă o denivelare sau cele din spate trec prin adîncituri de teren influențează substanțial forța de aderență; în situațiile în care se determină o adîncime a arăturii sub adîncimea medie, tendința de angajare a plugului nu este mai mare decît aceea determinată de balansul tractorului în jurul osiei motoare, ceea ce înseamnă că plugul se va sprijini la un moment dat pe fundul brazdei, determinînd anularea influenței pozitive asupra sarcinii de pe roțile motoare, ceea ce poate avea drept urmare apariția unei patinări mărite, care poate uneori să oprească agregatul.

Încercările efectuate în teren au confirmat concluzia că denivelările terenului pot avea ca efect, în special în cazul plugului semipurtat cu roată posterioară și al celui purtat, scăderea substanțială a reacțiunii pe roțile motoare, ceea ce duce implicit la creșterea patinării.

Analiza condițiilor reale de exploatare. În afara celor arătate, în practica exploatării, mărirea patinării roților motoare, peste limita admisă, poate însă să apară și ca urmare a creșterii rezistenței la înaintare a agregatului determinată fie de tractor (urcarea unei pante, afundarea într-un teren afînat), fie de plug (o porțiune de sol cu rezistență mărită, majorarea accidentală a frontului de lucru), fie simultan de plug şi de tractor.

Se poate aminti cazul în care patinarea creşte, cu toate că rezistenţa la înaintare a rămas constantă, cînd se trece peste porţiuni de teren cu coeficient de aderenţă scăzut.

Indiferent de cauză, efectul se manifestă în acelaşi mod, patinarea creşte şi viteza agregatului scade şi o dată cu aceasta şi productivitatea. În ipoteza că porţiunea în cauză a fost totuşi depăşită, agregatul reintră în funcţionare În ipoteza însă că rezistenţele la înaintare cresc atît de mult încît determină patinarea maximă, roţile motoare încep să se afunde şi trebuie să se comande ridicarea plugului din brazdă pentru a se depăşi porţiunea periculoasă. Dacă această din urmă situaţie este mai puţin frecventă, situaţia anterioară în care rezistenţa la înaintare creşte, fără a conduce însă la patinarea maximă, este deosebit de frecventă şi se manifestă prin scăderea sensibilă a productivităţii agregatului.

Pentru a verifica cele afirmate anterior s-a înregistrat variaţia forţei de tracţiune a unui tractor U—650 lucrînd în agregat cu plugul purtat PP 3—30 M (fig. 5).

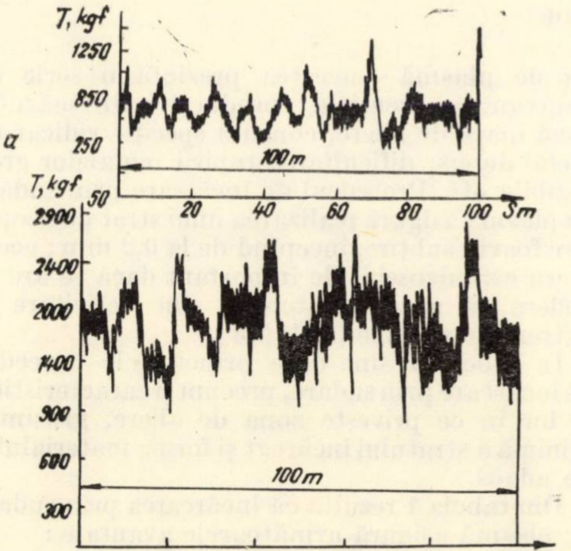


Fig. 5

Din analiza diagramelor obţinute se remarcă următoarele :

— faţă de valoarea medie a forţei de tracţiune de 750 kgf se obţin maxime şi minime de 1 200, respectiv 400 kgf (fig. 5, *a*) :

$$F_{t_{max}} = 1{,}66\ F_{t_{med}},\ F_{t_{min}} = 0{,}55\ F_{t_{med}};$$

— faţă de valoarea medie a forţei de tracţiune de 1 920 kgf se obţin maxime şi minime de 2 600, respectiv 1 000 kgf (fig. 5, *b*) :

$$F_{t_{max}} = 1{,}36\ F_{t_{med}},\ F_{t_{min}} = 0{,}52\ F_{t_{med}};$$

— frecvenţa acestor variaţii corespunde unei oscilaţii la circa 6 s, ceea ce reprezintă circa o oscilaţie la 10 m.

În cazul forţei medii de 1 920 kgf, maximele de 2 600 kgf ar conduce teoretic la patinare

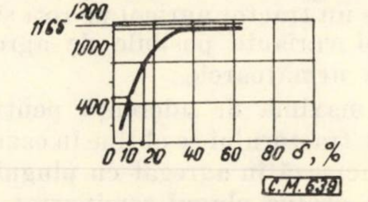


Fig. 6

totală. Aceasta — practic — nu se întîmplă, datorită duratei scurte în timp a acestei forţe, inerţia agregatului determinînd o deplasare cu patinare medie.

Pe baza studiului curbei patinării în funcţie de forţa de tracţiune se poate afirma că maximele de sarcină au un efect defavorabil mai accentuat asupra patinării decît cel favorabil dat de minime, ca urmare a formei curbei în regiunea superioară.

Într-adevăr, analizînd curba patinării în funcţie de sarcină (fig. 6) şi luînd forţa de tracţiune medie de 800 kgf, iar variaţiile acesteia :

$$F_{t_{max}} = 1{,}5\,F_{t_{med}}\ \text{şi}\ F_{t_{min}} = 0{,}55\,F_{t_{med}},$$

rezultă următoarele valori :

$$F_{t_{med}} = 800\ \text{kgf},\ F_{t_{max}} = 1\,165\ \text{kgf},$$

$$F_{t_{min}} = 440\ \text{kgf},$$

la care vor corespunde, conform diagramei, patinările :

$$\delta_{med} = 16\%,\ \delta_{max} = 100\%,\ \delta_{min} = 10\%.$$

Deoarece numărul maximelor este egal cu al minimelor, rezultă că oscilaţiile arătate sînt dezavantajoase pentru patinarea reală, care se va situa deasupra patinării medii de 16%, corespunzătoare forţei medii de 800 kgf.

Pe de altă parte, frecvenţa cu care apar rezistenţele maxime fiind prea mare pentru a putea fi sesizată de tractorist, nu poate fi vorba de o intervenţie a acestuia pentru a anihila efectul acestui fenomen.

Rezultă, în concluzie, că în cazul plugului semipurtat cu roată posterioară şi mai ales în cazul plugului purtat, condiţiile reale de funcţionare, determinate de prezenţa denivelărilor terenului, a rezistenţelor la înaintare variabile în limite largi şi a coeficientului de aderenţă, de asemenea variabil, fac ca forţa de aderenţă optimă în cazul unui teren plan şi uniform ca rezistenţă să fie serios diminuată, astfel încît valabilitatea concluziilor obţinute numai pe baza analizei teoretice este simţitor influenţată de aceste fenomene.

Concluzii. Sintetizînd rezultatele obţinute ca urmare a studiului asupra interacţiunii plug-tractor cu referire la cele trei aspecte legate de randamentul agregatului şi calitatea arăturii obţinute de un tractor agricol pe roţi şi un plug în cele trei variante posibile de agregare, se pot afirma următoarele :

— forţa maximă de aderenţă pentru roţile motoare ale tractorului se obţine în cazul în care tractorul lucrează în agregat cu plugul purtat ; urmează în ordine plugul semipurtat cu roată posterioară de copiere şi plugul semipurtat cu roată laterală ;

— în timpul efectuării arăturilor pe terenuri denivelate forţa de aderenţă este diminuată în cea mai mare proporţie în cazul plugului purtat, urmînd în ordine plugul semipurtat cu roată posterioară şi apoi plugul purtat cu roată laterală ; constanta adîncimii de lucru este, de asemenea, influenţată negativ în cea mai mare măsură de plugul purtat, urmînd în ordine plugul semipurtat cu roată laterală şi plugul purtat cu roată posterioară ;

— în timpul lucrului, forţa de tracţiune oscilează în limite mari în jurul forţei de tracţiune medie ; maximele acestor oscilaţii au un important efect negativ asupra patinării, evitarea lor nefiind posibilă decît prin intercalarea unui reglaj automat al forţei de tracţiune între plug şi tractor.

CZ 621.791.927 : 669. 018.25

Încărcarea prin sudare cu jet de plasmă a metalelor, aliajelor şi carburilor greu fuzibile

Vasile BERINDE

Jetul de plasmă ca sursă concentrată de căldură avînd temperatură foarte ridicată — peste 10 000° C — cunoaşte în ultima vreme o aplicare tot mai largă în diferite domenii ale tehnicii [1], [2], [3], [4]. În tehnica construcţiilor de maşini jetul de plasmă este aplicat în special la operaţiile de tăiere, metalizare, sudare şi încărcarea prin sudare [5] — [40].

Metoda de încărcare prin sudare cu jet de plasmă este de dată mai recentă decît tăierea sau metalizarea prin acest procedeu [41]. Încărcarea prin sudare cu jet de plasmă constă în depunerea unor straturi din material rezistent la coroziune, uzură şi temperaturi ridicate pe metale cu proprietăţi inferioare sau cu realizarea între stratul depus şi piesa de bază a unei legături metalurgice. Există multe procedee de încărcare prin sudare care se aplică în mod curent în producţie, însă — faţă de metoda cu jet de plasmă — acestea prezintă o serie de dezavantaje esenţiale : productivitate scăzută, zonă mare de aliere, consum specific ridicat de metal depus, dificultatea topirii metalelor greu fuzibile etc. Procedeul de încărcare prin sudare cu plasmă asigură realizarea unui strat de acoperire foarte subţire, începînd de la 0,2 mm ; acest lucru este deosebit de important dacă se are în vedere că aceste materiale sînt deficitare şi extrem de scumpe [42], [43].

În tabela 1 sînt date principalele procedee de încărcare prin sudare, precum şi caracteristicile lor în ce priveşte zona de aliere, grosimea minimă a stratului încărcat şi forma materialului de adaos.

Din tabela 1 rezultă că încărcarea prin sudare cu plasmă asigură următoarele avantaje :

— o grosime a stratului depus mult mai mică decît în cazul altor procedee (numai 0,2 mm) ;

Tabela 1

Nr. crt.	Procedeul	Productivitatea medie a încărcării, kg/h	Zona de aliere (amestecare) %	Grosimea minimă a stratului încărcat, mm	Forma materialului de adaos
1	Sudarea cu flacără oxiacetilenică	1,8	1	0,8	vergea
2	Sudarea cu arc electric WIG	2,25	10	2,4	vergea, sîrmă
3	Sudarea de încărcare cu jet de plasmă	3,15	4	0,2	pulbere
4	Sudarea sub flux cu o singură sîrmă	7	20	3,2	sîrmă
5	Sudarea sub flux cu două sîrme în serie	14	15	4,8	sîrmă
6	Sudarea MIG cu o sîrmă	5,4	30	3,2	sîrmă
7	Sudarea MIG cu două sîrme	11,3	20	4,8	sîrmă

— amestecare redusă (numai 4%) a stratului de metal depus cu metalul de bază;

— productivitate mai mare decît, de exemplu, în cazul procedeelor WIG sau oxiacetilenic. În plus, materialul de aport sub formă de pulbere, în special în cazul materialelor rezistente la uzură, este mult mai ieftin decît sub formă de baghete, de 6 — 10 ori [44].

Pentru fixarea cadrului problemei sînt necesare unele considerente de ordin tehnic.

Astfel, la încărcarea prin sudare este necesar să se asigure posibilitatea reglării încălzirii superficiale a piesei ce urmează a fi supusă încărcării. În mod obişnuit, instalaţiile de încărcare prin sudare cu jet de plasmă sînt prevăzute cu două surse de alimentare în curent continuu [38], [41], [44] şi [45]. Sursele de alimentare sînt cu caracteristică exterioară căzătoare, asemănătoare sau identică cu caracteristica exterioară a generatoarelor de curent continuu folosite în mod obişnuit pentru sudare electrică cu arc. Modul de legare al surselor de curent *1* şi *2* se prezintă în figura 1.

Sursa *1*, împreună cu generatorul de înaltă frecvenţă *3*, servesc la amorsarea şi menţinerea jetului de plasmă la puterea necesară. Generatorul de înaltă frecvenţă *3* este prevăzut cu un sistem propriu de protecţie. Sursa de alimentare *2* serveşte la mărirea puterii jetului, respectiv a capacităţii sale termice, precum şi la reglarea încălzirii piesei *4* ce urmează a fi încărcată prin sudare. Generatorul de plasmă are asigurată o bună răcire cu apă a elementelor solicitate puternic din punct de vedere termic: electrodul de wolfram *5*, ajutajul de formare şi strangulare a jetului de plasmă *13*, precum şi ajutajul de dozare în jet a materialului de aport sub formă de pulberi *6*. Deosebit de important este raportul între debitul de gaz plasmagen *7* şi cel de gaz de transport al pulberii *8*. Gazul plasmagen la generatoarele de plasmă pentru sudare şi încărcare prin sudare se introduce axial pentru a realiza o scurgere laminară, absolut necesară a jetului prin ajutaj. Debitele de gaze *7* şi *8* sînt în general foarte reduse; pentru acest procedeu este necesar un debit de 3 — 10 l/min. Jetul de plasmă *9* de formă arătată în figura 1, avînd o scurgere laminară, deci presiune foarte mică, asigură realizarea unei băi topite ce se poate menţine liniştit pe suprafaţa piesei. Baia de metal topit *10* se compune din metalul de bază şi materialul de aport care poate fi un metal, aliaj sau carbură metalică, protejată contra accesului aerului din atmosfera înconjurătoare de o perdea de gaz protector *11*.

Suportul electrod legat la polul negativ al surselor de curent este izolat prin piesa *12* de cele două ajutaje legate la polul pozitiv al sursei *1*.

În figura 2 se prezintă o instalaţie industrială de încărcare cu plasmă produsă de firma Linde [45]. Operaţia de încărcare prin sudare cu plasmă se face automatizat, deoarece conductele pentru alimentare cu curent, apă de răcire, gaz (plasmagen de transport şi de protecţie) şi material de aport sînt destul de multe şi grele. Manipularea manuală a generatorului de plasmă pentru încărcare nu se recomandă şi pentru faptul că ar fi extrem de dificilă menţinerea riguros constantă a distanţei între ajutaj şi piesa de încărcat.

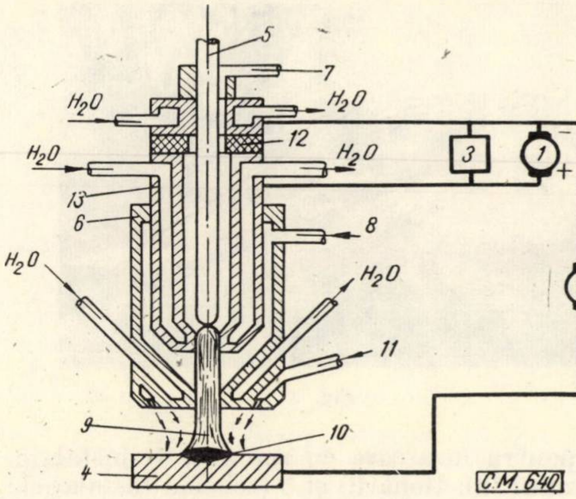


Fig. 1

Se menţionează chiar de către producătorii de instalaţii pentru încărcare prin sudare cu jet de plasmă că procedeul este încă în curs de dezvoltare. Domeniile de aplicare ale procedeului de încărcare prin sudare cu plasmă sînt expuse în lucrările [42] — [48]. Printre cele mai uzuale aplicaţii se pot aminti: supape pentru motoarele cu ardere internă şi scaune de supape, brăzdare de plug, diferite valve şi alte armături pentru industria chimică, ciocane pentru concasarea cărbunelui, mori pentru măcinarea şi pulverizarea lignitului, dinţi pentru excavatoare, racorduri pentru prăjini de

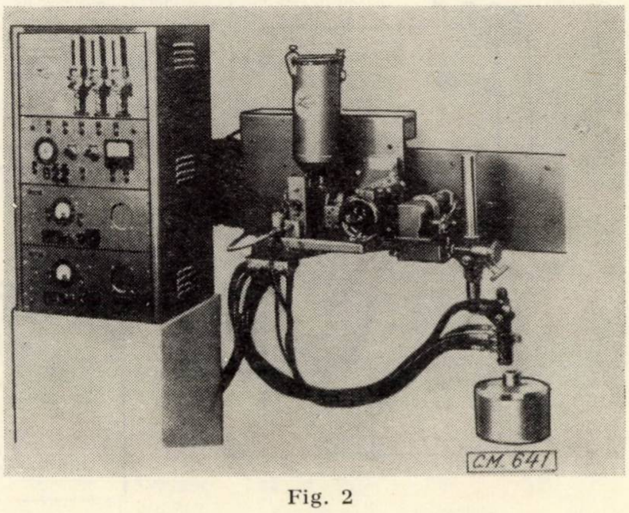


Fig. 2

foraj, diferite repere ale sapelor cu role, forme de presare a sticlei etc.

În cursul probelor de laborator efectuate în cadrul Institutului de cercetări tehnologice în construcţia de maşini, cu instalaţia experimentală prezentată în figurile 3 (instalaţie pregătită pentru încărcare cu sudură), 4 (instalaţia în timpul funcţionării) şi 5 (schema instalaţiei : g_p — generatorul de plasmă ; G_1, G_2 — sursele de curent ; P_c — pupitrul de comandă ; D, Rd, At — alimentator cu material de aport, dozator de pulberi, reductor, autotransformator ; c — căărucior pentru deplasarea automată a generatorului de plasmă ; P — piesa de încărcat ; B_1, B_2, B_3 — buteliile de gaz plasmagen, de protecţie şi de transport ; P_p, R_a — pompă şi rezervor de apă pentru răcire), au fost realizate depuneri de straturi din carburi şi metale greu fuzibile prin sudare cu jet de plasmă pe epruvete din oţel carbon, prezentate în figurile 6, 7 şi 8 [49].

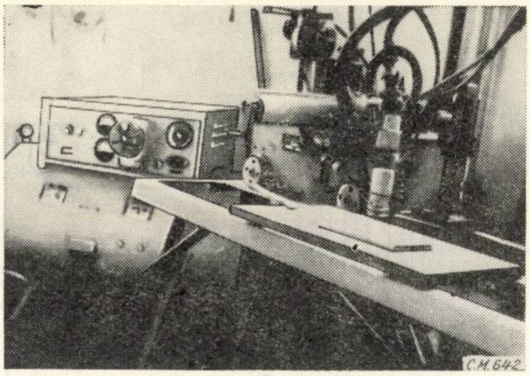


Fig. 3

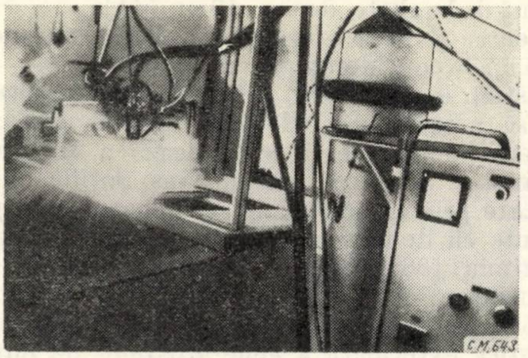


Fig. 4

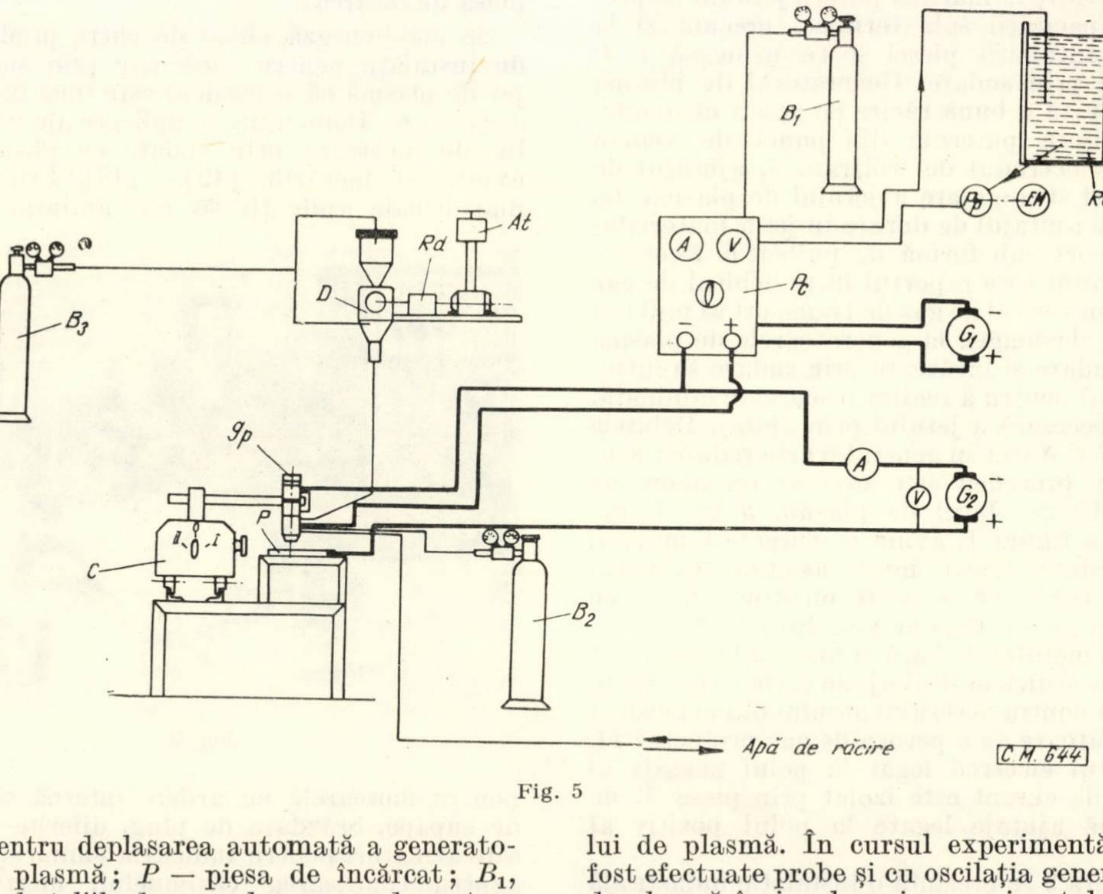


Fig. 5

În figura 6 se poate vedea, de jos în sus forma straturilor materialului depus din Ni, Co, Mo şi CW. Parametrii regimului de încărcare au fost stabiliţi pentru fiecare material în parte şi sînt prezentaţi în tabela 2.

În figura 7 se prezintă trei cordoane de material încărcat prin sudare cu jet de plasmă, cu diferite viteze de sudare. Cordoanele de sudură au fost depuse fără oscilaţia generatorului de plasmă. În cursul experimentărilor au fost efectuate probe şi cu oscilaţia generatorului de plasmă în jurul unei axe orizontale. Rezultatul probelor efectuate cu oscilaţii în jurul unei axe orizontale nu au fost corespunzătoare; nu se poate realiza o topire superficială pe toată suprafața atacată de jetul de plasmă. Zona de aliere a stratului depus cu metalul de bază nu este uniformă; la mijlocul cordonului topirea în materialul de bază este foarte pronunțată. Rezultă că pentru încărcări prin sudare cu jet de plasmă cu material de aport sub formă de pulberi trebuie realizată o oscilație a generatorului de plasmă în jurul unei axe verticale. Neuniformitatea stratului depus se poate vedea și în figura 8 unde grosimea este mărită de 20 de ori. Stratul depus este din CW pe tablă de oțel carbon.

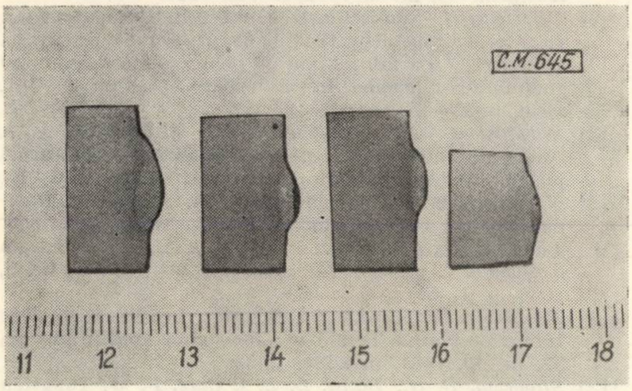


Fig. 6

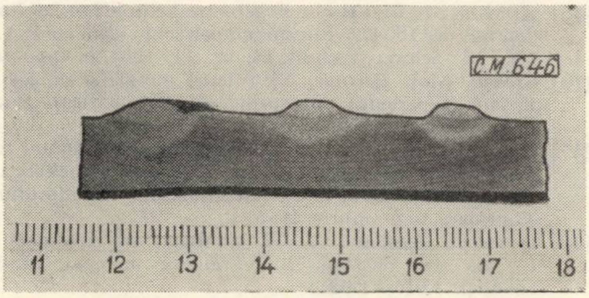


Fig. 7

În figura 9 este reprezentat gradul de diluare al materialelor depuse cu metalul de bază în funcție de grosimea stratului încărcat și de debitul q de pulbere ce constituie materialul de aport.

În figura 10 se prezintă construcția unui generator experimental cu jet de plasmă realizat în cadrul I.C.T.C.M. și cu care au fost efectuate depunerile din figurile 6, 7, și 8. Generatorul de plasmă se compune din: *1* — ajutaj-anod; *2* — ajutaj exterior; *3* — electrod-catod; *4* — piuliță de reglare a lungimii arcului; *5* — piuliță de fixare; *6* — corp izolant.

Procedeul de încărcare prin sudare cu jet de plasmă are perspective să fie aplicat la piese deosebit de importante pentru economia națională. La aplicarea lui concretă pentru anumite produse se impune o analiză amănunțită a avantajelor pe care le prezintă, comparativ cu consumurile specifice de materiale de aport, a gazelor de protecție și a energiei consumate. Avînd în vedere că aliajele și carburile metalice rezistente la solicitări mari termice, la coroziune și uzură sînt în general foarte scumpe, se poate pune în evidență rentabilitatea aplicării procedeului de încărcare cu jet de plasmă, luîndu-se în considerare numai consumul specific de materiale de aport în raport cu consumul de argon.

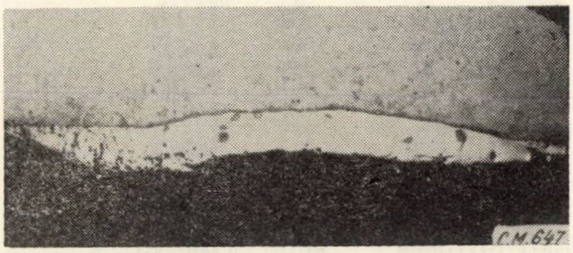


Fig. 8

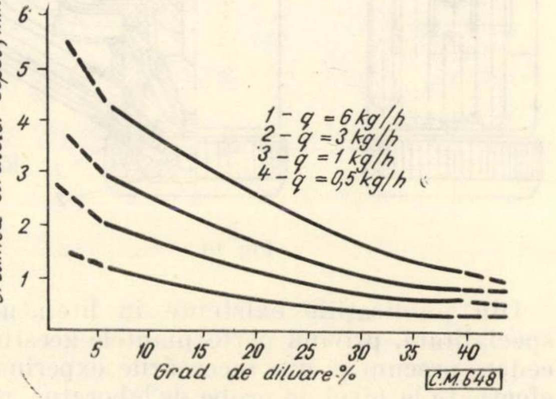


Fig. 9

Tabela 2

Material de aport	I_1, A	U_1, V	I_2, A	Gaz plasmagen argon, l/min	Gaz de transport argon, l/min	Gaz de protecție argon, l/min	Material de aport pulbere, kg/h	Distanța între ajutaj, și piesă, mm	Viteza de înaintare a generatorului de plasmă, cm/min	Amplitudinea de pendulare, mm	Observații
Ni	150	20	170	6	6	14	3	15	4,6	8	—
Co	150	20	170	6	5	14	3	15	4,6	8	—
Mo	150	20	170	6	6	14	2,6	15	5	8	—
CW	150	20	170	6	6	14	2,6	15	5	8	—

În literatura de specialitate [49] se ajunge la concluzia că procedeele de încărcare cu jet de plasmă devin rentabile dacă reuşesc să economisească minimum 30 kgf dintr-o tonă de material de adaos ceea ce echivalează cu un consum specific mai mic cu 3%.

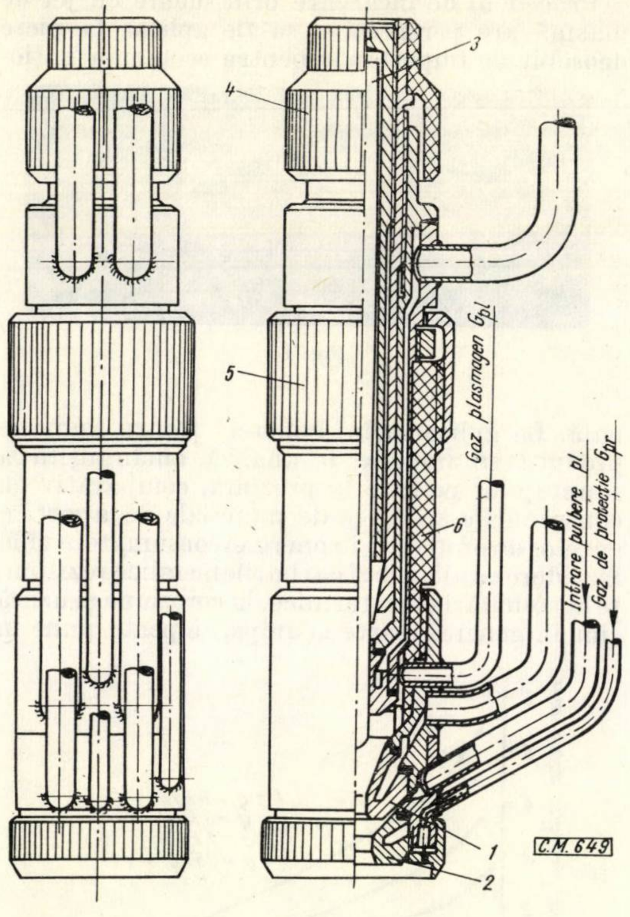


Fig. 10

Din publicaţiile existente în literatura de specialitate, privind performanţele acestui procedeu, precum şi din încercările experimentale efectuate la nivel de probe de laborator, rezultă că o reducere a consumului specific de material de aport cu 3% este fără îndoială posibilă.

În încheiere se reaminteşte că aplicarea în procesul de producţie a procedeului de încărcare prin sudare cu jet de plasmă este condiţionată în primul rînd de realizarea unor instalaţii comode şi sigure în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bock, F.* Die Plasmaflamme und ihre technischen Anwendungsmöglichkeiten. In : Schweisstechnik (Austria) 20, nr. 12, 1966, p. 141–147.

[2] *Ardenne,* M., *Pochert, R.* şi *Roggenbuck, W.* Der Lichtbogen-Plasmabrenner und seine Anwendung. In : Die Technik 17, nr. 6, 1962, p. 420–425.

[3] *Ardenne, M., Pochert, R., Roggenbuck, S., Wachtel, H. şi Wiese, P.* Der Plasmafeinstrahlbrenner, ein neuer Brennertyp für wirtschaftliches Schmelzschneiden. In : Schweisstechnik 14, nr. 10, 1964, p. 441–447.

[4] *Ardenne, M., Hasse, L., Pochert, R., Roggenbuck, W. Watchel, H.* şi *Wiese, P.* Weitere Arbeiten zur Hochzühtung und zum Einsatz des Plasmabrenners. In : Die Technik 18, nr. 10, 1963, p. 645–561.

[5] *Au, G.* Elektrische Raumfahrt – Antriebe. In : Elektrowärme 20, nr. 5, 1962, p. 222–228.

[6] *Bildstein, H.* Tundschmelzen mit dem Plasmabrenner. In : Chemie Ingenieur Technik 38, nr. 1, 1966, p. 19–25.

[7] *Courcier, F.* La fabrication de pièces par projection au chalumeaux à plasma. In : Industrie Céramique, nr. 581, 1966, p. 23–25.

[8] *Dolgapolov, N. H., Fridman, V. I.* şi *Karakod, A. I.* Nekotorie vamojnosti isplazovania nizkatemperaturnoi plasmî. În : Steklo i Keramika 23, nr. 7, 1966, p. 16–18.

[9] *Neumann, W.* Untersuchungen zum Plasmastrahlschmelzen. In : Die Technik 21, nr. 5, 1966, p. 301–306.

[10] *Paton, B. E., Lakomskii, V. I., Dudko, D. A.* Plazmenn o dugovoi i splavov. In : Avtomat Svarka 161, nr. 8, 1966, p. 1–5.

[11] *Reed, Th. B.* Growth of Refractory Crystals Using the Induction Plasma Torch. In : Journal of Applied Physics 32, nr. 12, 1961, p. 2534–2535.

[12] *Singleton, R. H., Balin, E. L.* şi *Care, F. W.* Tungsten Fabrication by Arc Spraying. In : Journal of Metals 13, nr. 7, p. 483–486.

[13] *Wendel, H.* Der Plasmabrenner in der internationalen Fachliteratur. In : Schweisstechnik 11, nr. 5, 1961, p. 206–209.

[14] *Denis, G.* şi *Gasquet, J. L.* Les chalumeaux à plasma, applications industrielles (suite). In : La Machine Moderne nr. 666, sept 1964, p. 7–12.

[15] *Ardenne, M.* Praktische Ergebnisse beim Schmelzschneiden mit der 100 kW Plasmaschmelzschneidanlage P.A.–100. In : Schweisstechnik 14, nr. 11, 1964, p. 481–485.

[16] *Greavu, N.* şi *Berinde, V.* Tăierea metalelor cu jet de plasmă (experienţa întreprinderii Automatica). Bucureşti, I.D.T. 1963.

[17] *Vas, A* ˊşi *Popovici, D.* Beiträge zum Studium des Plasma-Wig Brennschneidens. In : Die Arbeiten der V-ten Konferenz für Schweisstechnik und Metallprüfung. Timişoara, septembrie 1965.

[18] *O'Breien, Wickham, J. R.* şi *Kean, W.* Advances in Plasma Arc Cutting. In : Welding Journal, nr. 12, 1964, p. 1 015–1 021.

[19] *Levin, M. L.* Plasma Cutting and Gouging. In : British Welding-Journal 11, nr. 5, 1964, p. 213–221.

[20] *Levin, M. L.* Plasma arc cutting. In : Welding and Metal Fabrication, nr. 4, 1966, p. 124–130.

[21] *Gherhold, E. A.* Hard Facing with Plasma Spray Guns. In : British Welding Journal 7, nr. 5, 1960, p. 327–330.

[22] *Gagen, A. F.* şi *Daiker, A. L.* Povedenie dughi pri plazmennoi rezke metalla. In : Svarocinoe Proizvodstvo, nr. 12, 1966, p. 11–12.

[23] *Bihovskii, D. G.* şi *Bagarodskii, Iu. A.* Gazaelectriceskaia rezka metallov balşoi tolscini. In : Svarocinoe Proizvodstvo, nr. 5, 1961, p. 16–18.

[24] *Bihovskii, D. G.* Rezka metallov pronikaiuşcei dughi s kombinirovannîm gazovîm potokom. In : Avtomat Svarka, nr. 4, 1962, p. 48–54.

[25] *Ardenne, M.* Der Plasmafeinstrahlbrenner ein neuer Brennertyp für wirtschaftliches Schmelzschneiden. In : Schweisstechnik, nr. 10, 1964, p. 441–447.

[26] *Schulze, W. H.* Plasma Kleinspritzgerät für den operativen Betriebseinsatz. In : Schweisstechnik, nr. 9, 1967, p. 419–422.

[27] *Ingham, H.* şi *Shepard, A.* Flame Spray Handbook, vol. III. Plasma Flame Process. New York, Published by Metco inc. 1964.

[28] *Denis, G.* şi *Gasquet, J. L.* Les chalumeaux à plasma, Chalumeau Arcos. In : La Machine Moderne, nr. 660, martie 1964, p. 25–32.

[29] *Castello Jones, C. E.* şi *Griffith, H.* Industrial Uses of the Plasma Arc. In : British Welding Journal 10, nr. 11, 1965, p. 546–551.

[30] *Büttner, G.* Zur Verfahrenstechnik beim Plasmaspritzen und einige Eigenschaften plasmagespitzer Schichten. In : Schweisstechnik 15, nr. 4, 1965, p. 171–176.

[31] *Courcier, F.* Applications des plasmas dans les industries du soudage. In : Soudage et Techniques Connexes, nr. 7/8, 1963, p. 280—288.

[32] *Sunnen, J.* Aplicaţiile arzătoarelor cu plasmă. În : Revue de la Soudure Lastijdschrift, nr. 1, 1965, p. 5—14.

[33] *Pease, G. R., Lingenfeller, A. G. şi Ruble, H. H.* Plasma Arc Welding of Nickel Alloys. In : Welding Journal 45, nr. 5, 1966, p. 417—422.

[34] *Marquardt, E.* şi *Donath, V.* Entwicklung des Plasmaschweissbrenners ZIS—439. In : Z.I.S. Mitteilungen 8, nr. 8, 1966, p. 1 126—1 133.

[35] *Filipski, S. P.* Plasma arc Welding. In : Welding Journal, nr. 11, 1964, p. 937—943.

[36] *Delattre, F.* Le soudage des aciers inoxydables. Paris—Dunod, 1965.

[37] *Evrard, M.* Application des techniques de rechargement en construction mécanique. In : Soudage et Techniques Connexes 21, nr. 7/8, 1967, p. 271—291.

[38] *Berinde, V.* Prelucrarea metalelor cu jet de plasmă. Bucureşti, I.D.T., 1965.

[39] *Kirner, K.* Beitrag zur Plasmatechnologie des Wolframs. In : Metall 20, nr. 7, 1966, p. 708—711.

[40] *Nachman, M., Romalo, D.* şi *Lupaş, O.* Instalaţiile cu jet de plasmă şi utilizarea lor în electrotehnică. In : Electrotehnica 15, nr. 6, 1967, p. 213—225.

[41] *Herden, G.* Lichtbogenplasma in der schweiss — un schneidtechnik. In : Schweisstechnik 15, nr . 8, 1965, p. 353—360

[42] *Tuchovscki, R, S.* şi *Culberston, R. P.* Plasma Arc Weld surfacing. In : Welding Journal 41, nr. 6, 1962, p. 548—555.

[43] *Gladkii, P. V.* şi *Frumin, I. I.* Încărcarea prin sudare cu jet de plasmă. In : Sudarea metalelor (Caiet selectiv) nr. 8, 1965, p. 420—424.

[44] *Witting, E.* Rechargement par soudage au jet de plasma. In : Schweisstechnik — Soudure, nr. 2, 1964, p. 35—41.

[45] * * * Linde—Plasma — Technik. Prospect nr. 85/63 a.

[46] *Witting, E.* Plasmaauftragschweissen. In : Schweissen und Schneiden 17, nr. 11, 1965, p. 605—608.

[47] *Zuchowski, R. S.* şi *Garrabrant, E.* New Developements in Plasma Arc Weld Surfacing. In : Welding Journal 43, nr. 1, 1964, p. 13—28.

[48] *Berinde, V.* Jetul de plasmă şi perspectivele aplicării lui în tehnica construcţiilor de maşini. Comunicare la Conferinţa Naţională de fizica şi tehnica plasmei. Bucureşti, 2—4 nov 1967.

[49] *Berinde, V.* Aplicarea jetului de plasmă în lucrări de depunerea metalelor şi a carburilor greu fuzibile rezistente la coroziune şi uzură. Lucrare efectuată de ICTCM, Simbol IHE — 1, 1967.

CZ 629.113 — 592.001.4

Banc BFR—03 pentru verificarea sistemului de frînare a vehiculelor rutiere

Corneliu VONICA

Dezvoltarea transporturilor rutiere într-un ritm extrem de accelerat impune circulaţiei pe şoselele şi drumurile de toate categoriile condiţii de siguranţă din ce în ce mai pretenţioase, tonajul şi viteza de rulare a vehiculelor fiind în continuă creştere.

Studiul diferiţilor parametri caracteristici ai vehiculului, în faza de proiectare şi realizare a prototipului, se face în laboratoare dotate cu bancuri de probe specializate pe natura subansamblului ce se verifică (motor, sistem de frînare, configuraţia caroseriei etc.).

Fabricaţia în serie a unui produs solicită reglarea sau verificarea anumitor subansambluri prin sondaj în lotul de fabricaţie sau — în funcţie de natura parametrului verificat — la fiecare produs în parte. Astfel, punerea în valoare a performanţelor de viteză [1], precum şi securitatea în circulaţie, depind în mare măsură de sistemul de frînare a vehiculului. Acest sistem, din ce în ce mai complex, presupune posibilităţi tehnologice de execuţie avansate şi metode de verificare şi reglare precise şi operative.

Bancul de reglare a sistemului de frînare s-a impus ca extrem de necesar şi în fabricarea vehiculelor rutiere tractate, deoarece şi în acest caz limitele tonajului şi vitezelor de transport au fost împinse înainte.

În cadrul uzinei mecanice Mîrşa a fost proiectat şi realizat un banc pentru reglarea şi verificarea sistemului de frînare a remorcilor basculante. Prin construcţia sa, bancul poate fi utilizat în cazul diverselor tipuri de remorci, fie că este vorba de operaţii la un produs asamblat, fie la axele din faţă sau din spate.

În principiu bancul face parte din categoria bancurilor de verificare cu role (fig. 1 : *1* — pupitru de comandă ; *2* — rulou de ghidare ; *3* — rulou motor ; *4* — dispozitiv de încărcare). Un banc de tipul cu plăci [2] sau cu mase inerţiale nu ar fi corespuns pentru mai multe considerente, avînd în vedere că vehiculul este o remorcă. Nedispunînd de un banc — chiar de construcţie convenţională — verificarea şi reglarea sistemului de frînare se făceau pe pista de rulare, operaţie greoaie solicitînd tractoare

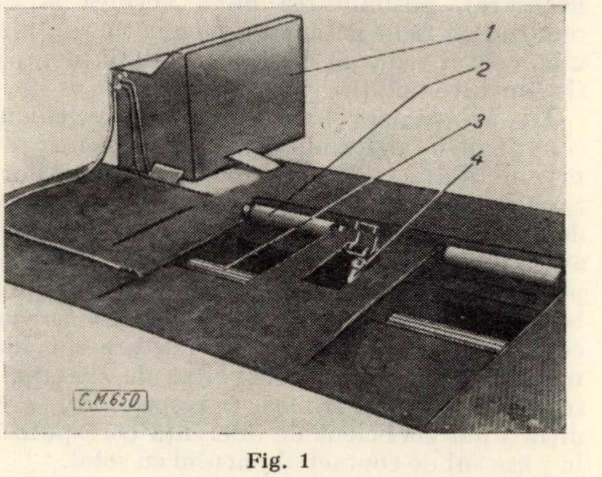


Fig. 1

şi personal numeros ; rezultatele îndoielnice cereau uneori repetarea probelor, fapt ce majora costul operaţiei.

Bancul realizat elimină greutăţile ce caracterizează vechea metodă, operaţia de verificare şi reglare făcîndu-se rapid, comod şi cu rezultate de precizie corespunzătoare. Dintre avantajele pe care le prezintă acest banc se remarcă rapiditatea acordării bancului cu vehiculul, posibilitatea stabilirii rapide a modului în care variază forţa de frînare, posibilitatea includerii bancului în fluxul tehnologic de fabricaţie a produsului (bazată pe dimensiunile reduse ale amenajărilor necesare), posibilitatea de a verifica şi regla remorci cu frîne acţionate pneumatic sau hidraulic, costul redus al întregii instalaţii (comparativ cu alte soluţii).

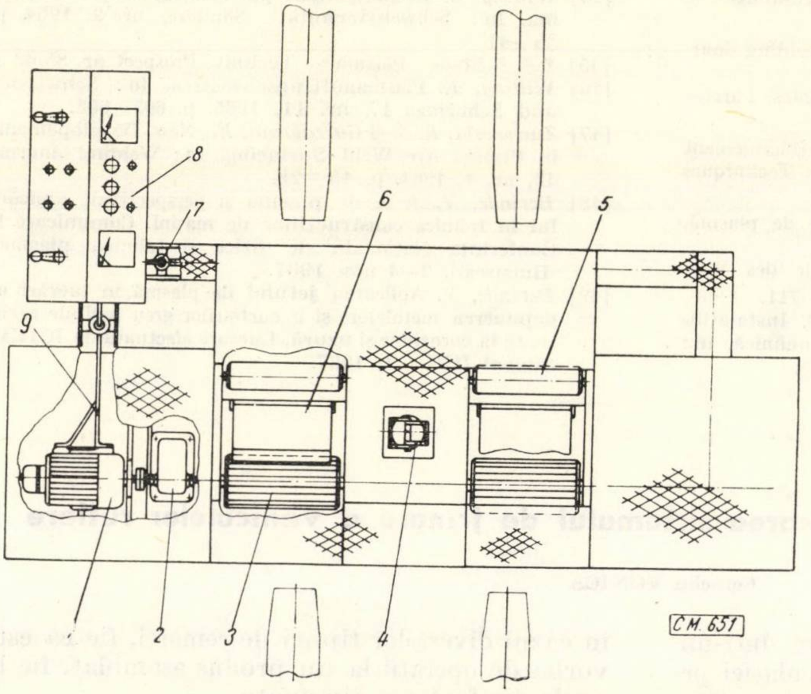


Fig. 2

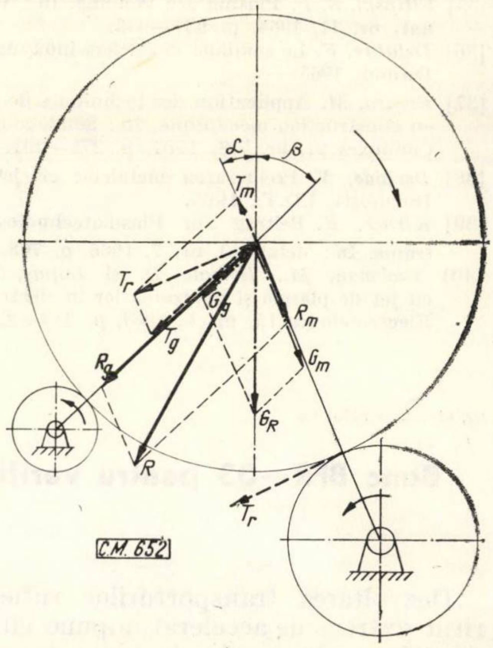


Fig. 3

La proiectarea bancului, baza de calcul a constituit-o determinarea forţei necesare la nivelul diametrului de contact al saboţilor cu tamburul de frînare, pentru a realiza condiţiile de frînare conform normei interne a remorcii, adică limitarea intervalului de frînare la valoarea prescrisă. Această forţă, măsurată cu ajutorul bancului, se obţine prin egalarea energiei mecanice a remorcii încărcate în mişcare cu lucrul mecanic necesar a fi dezvoltat de sistemul de frînare în timpul frînării şi respectîndu-se condiţia unui coeficient de aderenţă corespunzător în punctul de contact al pneului cu solul.

Schema de principiu a bancului BFR—03 este arătată în figura 2 (*1* — motor electric ; *2* — reductor ; *3* — rulou motor ; *4* — dispozitiv pneumatic sau hidraulic de încărcare ; *5* — rulou de ghidare ; *6* — dispozitiv pneumatic de evacuare ; *7* — traductor hidraulic de presiune ; *8* — pupitru de comandă ; *9* — sistem de pîrghii).

În construcţie au fost utilizate motoare electrice oscilante (cu rotorul bobinat) din seria M52, cu putere de 7,5 kW şi turaţia de 1 000 rot/min şi reductoare tip Neptun cu raportul de transmitere 1 : 10 pentru 10 CP.

Viteza la care se execută probele — aleasă după date statistice — este de 7 km/h ; o viteză prea mică influenţează negativ precizia de măsurare, iar o viteză prea mare măreşte consumul de energie. În cazul de faţă puterea minimă necesară este de 6,35 kW, ruloul motor avînd 100 rot/min la un diametru de 351 mm.

În figura 3 se prezintă schema de dispunere a rulourilor (G_R— greutate repartizată pe o roată ; T_r — forţă de frecare între ruloul motor şi roată ; R — forţă rezultantă care menţine roata între rulouri). Poziţia rulourilor şi faptul că numai unul antrenează roata asigură stabilitatea cerută de probe, exclude necesitatea unor ancorări suplimentare ale vehiculului şi realizează forţa de aderenţă necesară numai cu greutatea remorcii goale sau a şasiului. Pentru obţinerea unui coeficient de aderenţă cît mai apropiat de unitate, rulourile motoare au fost executate din bare prismatice sudate după generatoarea cilindrului ruloului, pe discurile de capăt ale acestuia.

Pe banc se poate regla sistemul de frînare pentru şasiul remorcii (în cazul includerii bancului în fluxul de fabricaţie a acestui produs) sau numai pentru una dintre axele remorcii (cînd reglarea sau verificarea se fac la axe înainte de montarea acestora pe şasiu). În vederea executării ambelor operații, bancul dispune de dispozitive pentru încărcarea șasiului sau axei cu forța corespunzătoare diferenței dintre greutatea șasiului sau axei și greutatea ce revine rulourilor în cazul reglării efectuate la o remorcă completă. Dispozitivul de încărcare este acționat pneumatic – în cazul verificării șasiurilor, la care presiunea de lucru este de 5 kgf/cm² — sau hidraulic – în cazul verificării axelor cu roți, la care presiunea de lucru este de peste 60 kgf/cm². Schema dispozitivului de încărcare este arătată în figura 4 (*1* — grinda șasiului ; *2* — motor pneumatic sau hidraulic ; *3* — rulou motor ; *4* — rulou de ghidare).

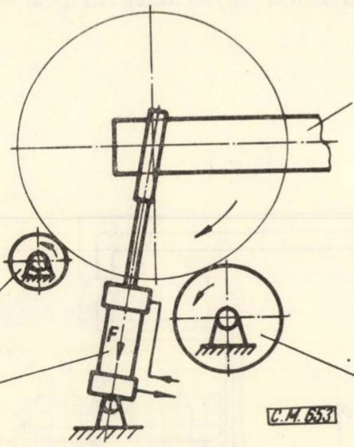


Fig. 4

Șasiul sau axa cu instalația verificată se evacuează cu ajutorul dispozitivului de evacuare acționat pneumatic, prezentat în figura 5 (*1* — roată verificată ; *2* — motor pneumatic liniar ; *3* — rulou motor ; *4* — rulou de ghidare).

Forța corespunzătoare momentului reactiv ce ia naștere în carcasa motorului electric oscilant, în momentul frînării, se măsoară la extremitatea liberă a pîrghiilor sistemului hidraulic de măsurare din figura 6 (*1* — roată ce se verifică sau reglează ; *2* — rulou motor ; *3* — rulou de ghidare ; *4* — motor electric oscilant ; *5* — pîrghie sau sistem de pîrghii pentru celălalt rulou ; *6* — traductor de presiune ; *7* — conductă ; *8* — manometru etalonat în kgf).

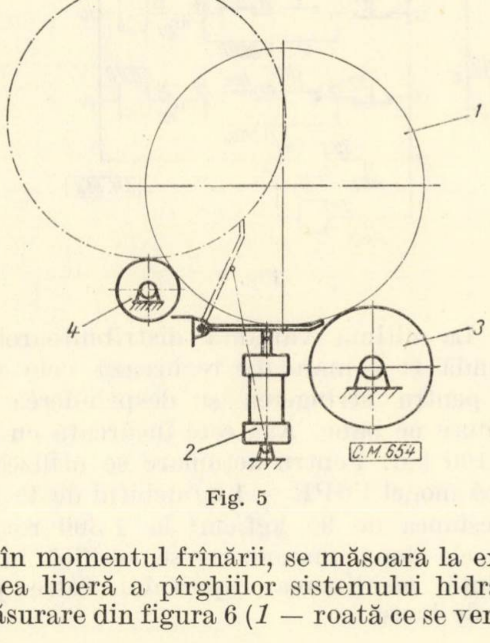


Fig. 5

Această soluție reduce apreciabil costul bancului deoarece elimină capetele automate de balanță cu care sînt dotate construcțiile similare [3], precum și dimensiunile de gabarit ale instalației, sistemul de pîrghii fiind mai compact.

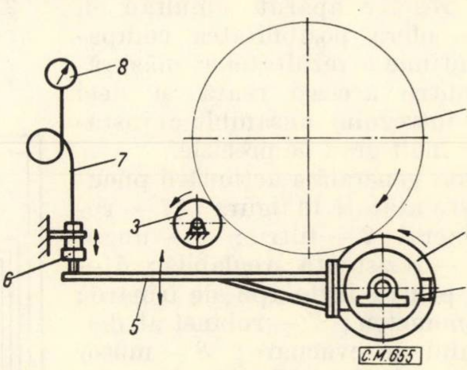


Fig. 6

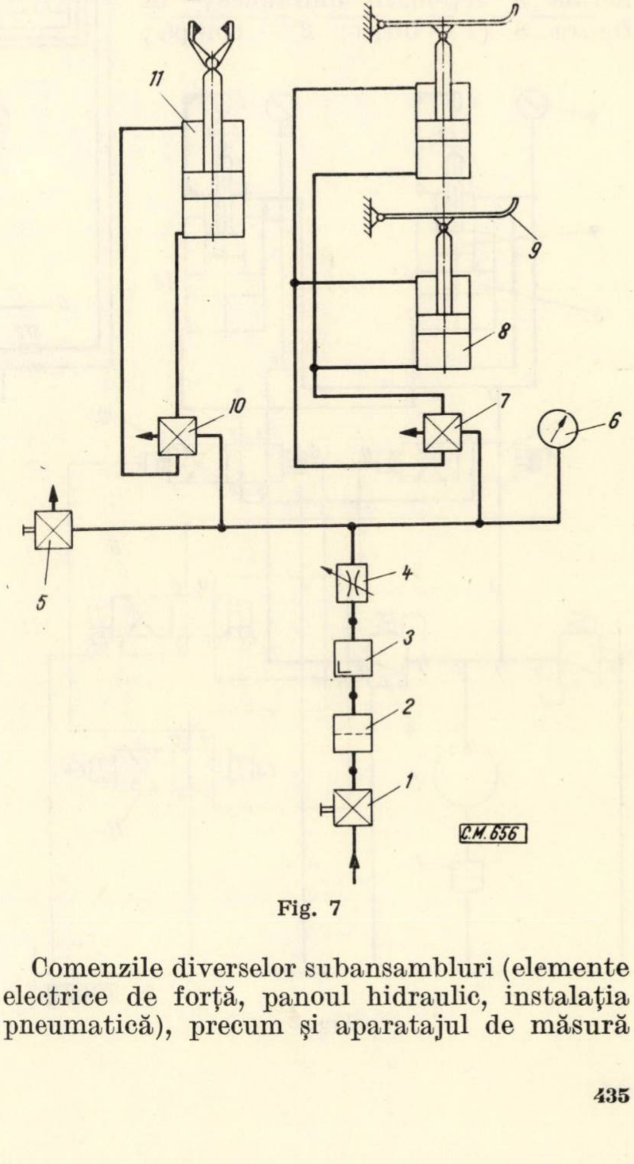


Fig. 7

Comenzile diverselor subansambluri (elemente electrice de forță, panoul hidraulic, instalația pneumatică), precum și aparatajul de măsură şi semnalizare, sînt centralizate la un singur panou de comandă, care se poate amplasa în locul cel mai convenabil, racordarea sa cu bancul fiind extrem de elastică. Faptul că în permanenţă se înregistrează două mărimi (presiune şi intensitatea curentului electric), care sînt funcţii directe de momentul reactiv apărut simultan cu frînarea, oferă posibilitatea comparării continue a rezultatelor măsurărilor pentru aceeaşi roată şi deci conferă întregului ansamblu al instalaţiei un înalt grad de precizie.

Schema generală a acţionării pneumatic este arătată în figura 7 (*1* — robinet general ; *2* — filtru ; *3* — ungător ; *4* — rezistenţă reglabilă ; *5* — robinet pentru instalaţia de frînare ; *6* — manometru ; *7* — robinet al dispozitivului de evacuare ; *8* — motor pneumatic al dispozitivului de evacuare ; *9* — placă de evacuare ; *10* — robinet al dispozitivului de încărcare ; *11* — motor pneumatic al dispozitivului de încărcare), iar schema generală a acţionării hidraulice — în figura 8 (*1* — filtru ; *2* — pompă ; *3* — supapă de descărcare ; *4* — supapă de distribuţie ; *5*, *10* — distribuitor comandat ; *6*, *11* — distribuitor de comandă ; *7* — motor hidraulic al fălcii inferioare *I* ; *8* — motor hidraulic al fălcii superioare *II* ; *9* — manometru). La ultima variantă distribuitoarele de comandă şi comandate realizează cele patru faze pentru strîngerea şi desprinderea axei introduse pe banc. Axa este încărcată cu forţa de 1 100 kgf. Pentru acţionare se utilizează o pompă model FSPR — 1 cu debitul de 45 l/min şi presiunea de 95 kgf/cm² la 1 300 rot/min. Prin cele două manometre se verifică în permanenţă menţinerea raportului între presiunile de lucru.

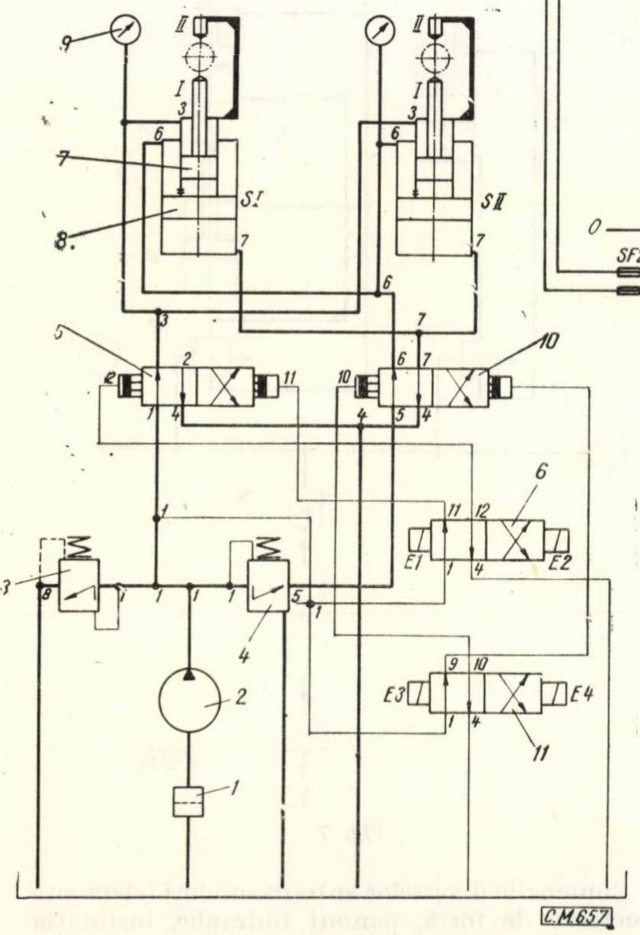

9
II
I
3
6
7
8
SI
SII
5
2
11
10
12
1
4
6
7
E1
E2
E3
E4
9
10
11
3
4
2
1
C.M.657

Fig. 8

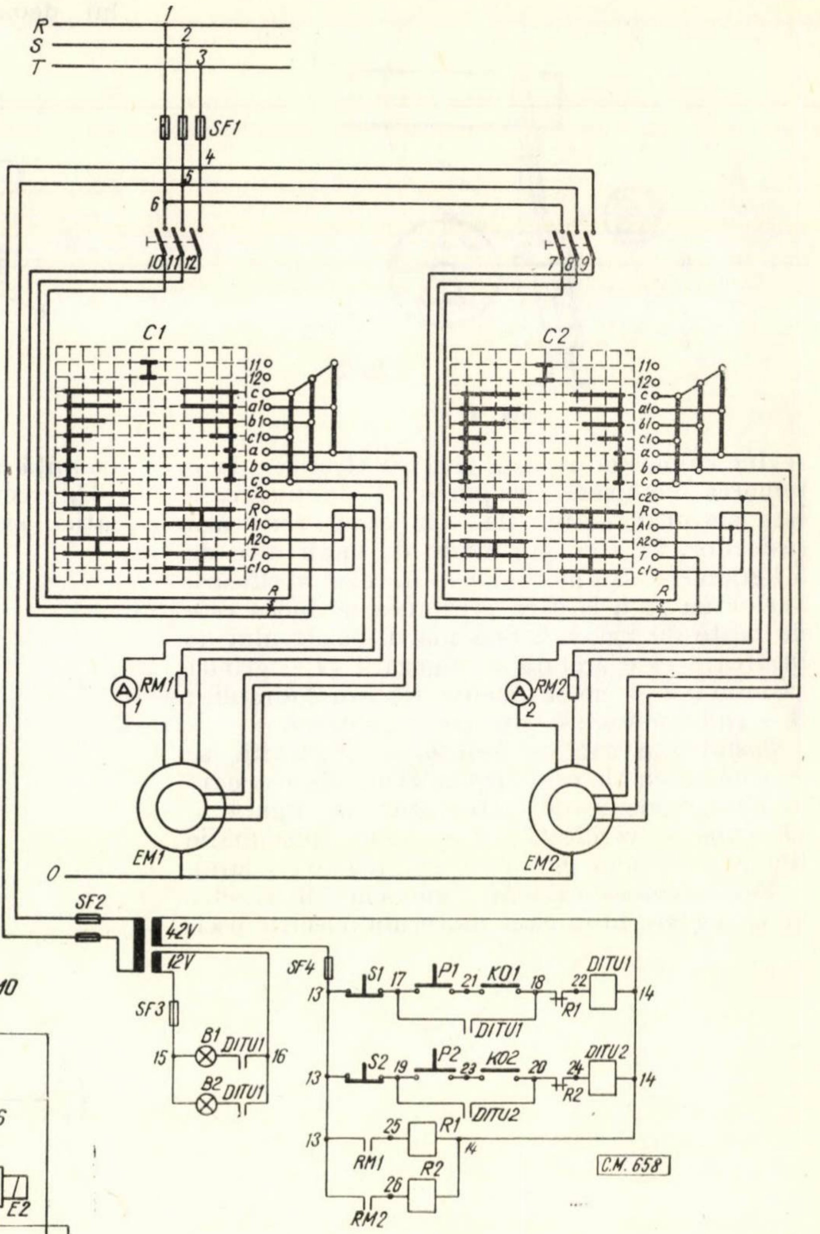
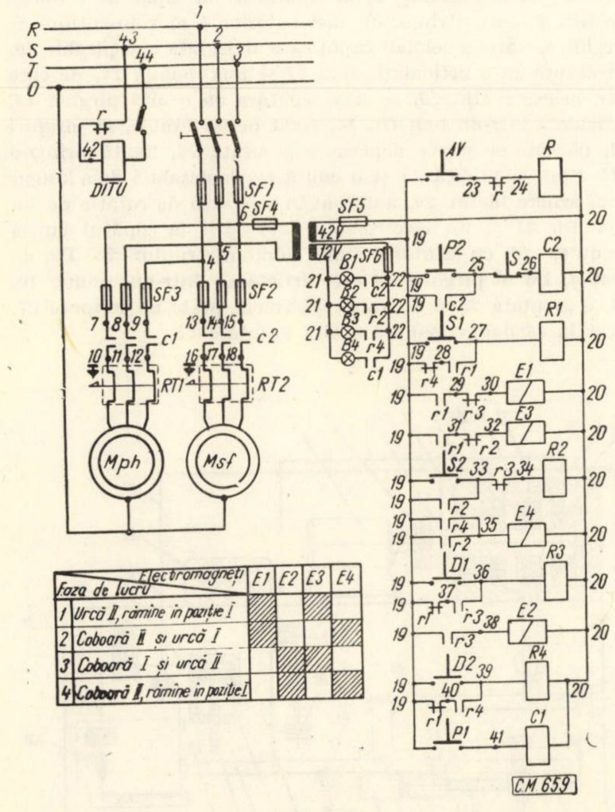

R
S
T
1
2
3
SF1
4
5
6
10 11 12
7 8 9
C1
C2
RM1
RM2
EM1
EM2
0
SF2
42V
12V
SF3
SF4
B1
B2
DITU1
DITU2
S1
S2
P1
P2
KO1
KO2
R1
R2
RM1
RM2
13
14
15
16
C.M.658

Fig. 9

În figura 9 este redată schema electrică de principiu pentru comanda bancului şi efectuarea măsurărilor.

Pentru înregistrarea variaţiilor de curent în timpul probelor se folosesc cele două ampermetre A1 şi A2, iar pentru protejarea întregii instalaţii — siguranţele fuzibile SF 1 — 4 cu valori fixe şi releele maximale de curent RM1 şi RM2 cu valori reglabile. Reversibilitatea sensului motoarelor electrice permite probarea frînării în ambele sensuri de deplasare a vehiculului fără schimbarea poziţiei acestuia pe banc.



Electromagneţi / Faza de lucru		E1	E2	E3	E4
1	Urcă II, rămîne în poziţie I	▨		▨	
2	Coboară II şi urcă I	▨			▨
3	Coboară I şi urcă II		▨	▨	
4	Coboară II, rămîne în poziţie I		▨		▨

Fig. 10

În ipoteza aplicării variantei de acţionare hidraulică a dispozitivului de încărcare, comanda dispozitivului se realizează conform schemei prezentate în figura 10. Pentru comanda distribuitoarelor sînt utilizaţi electromagneţi Cod 6 500 EA (1,5 kgf), restul aparatajului fiind cel uzual (relee intermediare R 1 — 3, contactoare AC3 — 40A, butoane simple de comandă etc.). Motorul electric Mph vehiculează lichidul de frînare, presiunea la care se verifică sistemul de frînare a vehiculului fiind de 100 kgf/cm^2.

Pentru comanda celor două faze ale operaţiei de strîngere se utilizează butoanele S_1 şi S_2, iar pentru comanda fazelor de desprindere — butoanele D_1 şi D_2. Pe pupitrul de comandă se urmăreşte succesiunea acestor faze prin becurile de control.

În ansamblu, soluţia se remarcă prin acţionare rapidă, siguranţă în funcţionare şi robusteţe.

După urcarea vehiculului sau axei de verificat pe banc se execută următoarele operaţii:

1. Se fixează ghearele dispozitivului de încercare pe axa roţilor şi se cuplează dispozitivul la priza de presiune (hidraulică sau pneumatică), urmărindu-se menţinerea presiunii indicate în instrucţiunile de exploatare a bancului.
2. Se cuplează sistemul de frînare care se încearcă la priza de aer comprimat a bancului sau la priza de ulei a circuitului hidraulic, în funcţie de natura acestei instalaţii (frîne acţionate pneumatic sau hidraulic).
3. Se conectează pe rînd sau simultan motoarele electrice, antrenîndu-se roţile vehiculului, şi se notează indicaţiile manometrelor şi ale ampermetrelor de pe pupitrul de comandă.
4. Se cuplează sistemul de frînare la priza de presiune prin comanda robinetului de pe pupitru. Momentul reactiv roteşte carcasa motorului electric oscilant, mişcarea transmiţîndu-se prin sistemul de pîrghii la traductorul de presiune şi, ca urmare, manometrul legat de traductor indică direct forţa de la capătul pîrghiei. Se reţin noile valori indicate de manometre şi ampermetre, acestea din urmă sesizînd mărirea consumului de curent la motoarele electrice în urma frînării roţilor. Se efectuează eventualele corecturi în reglarea sistemului de frînare dacă indicaţiile aparatelor nu corespund normelor.
5. La terminarea operaţiilor se opresc motoarele electrice şi se comandă deschiderea dispozitivului de încărcare.
6. Se comandă dispozitivul pneumatic de evacuare a axei verificate de la robinetul de distribuţie aflat pe pupitrul de comandă; axa din faţă cu roţile verificate este împinsă peste banc de către plăcile dispozitivului de evacuare, iar locul ei este luat de axa din spate.
7. Se procedează similar şi cu roţile axei din spate, dacă vehiculul are frînare pe patru roţi.

Bancul a fost executat din fonduri de mică mecanizare şi dat în exploatare la începutul anului 1967, cu dispozitivul de încărcare în varianta pneumatică. De la introducerea sa în fluxul tehnologic de fabricaţie a remorcii basculante, bancul este utilizat cu rezultate excelente, putînd fi deservit în condiţii bune de către un singur operator.

Bancul BFR—03 pentru verificarea şi reglarea sistemului de frînare la vehiculele rutiere tractate constituie o nouă încercare de a răspunde nevoilor imediate ale producţiei prin autodotarea cu utilaje necesare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ghiulai, C* Mecanica automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
[2] *Rădulescu, V.* Utilaje pentru întreţinerea şi reglarea automobilelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
[3] * * * Sicherheit durch Prüfen. Carl Schenck Maschinenfabrik G. m. b. H. Prospekt L. 3016/1—20.663. Darmstadt.

Brevete

Brevet nr. 48535—04.I.1966/08.IX.1967 **Dispozitiv pentru calibrarea filetelor**. Ing. Aron Maier.

Invenţia se referă la un dispozitiv cu role pentru calibrarea filetelor sau canalelor cu secţiune pătrată sau dreptunghiulară.

Dispozitivul pentru calibrarea filetelor conform invenţiei (fig. 1,*a* şi *b*) este format dintr-un corp *1* prevăzut cu două locaşuri *a* în care se montează liber cîte două role *2* şi *2'* care sînt introduse într-un canal *b* al unei piese de prelucrare *c*. Corpul *1* este montat cu ajutorul unui bolţ *3* într-un suport *4* care se fixează pe o sanie *5* a unei maşini-unelte nefigurate.

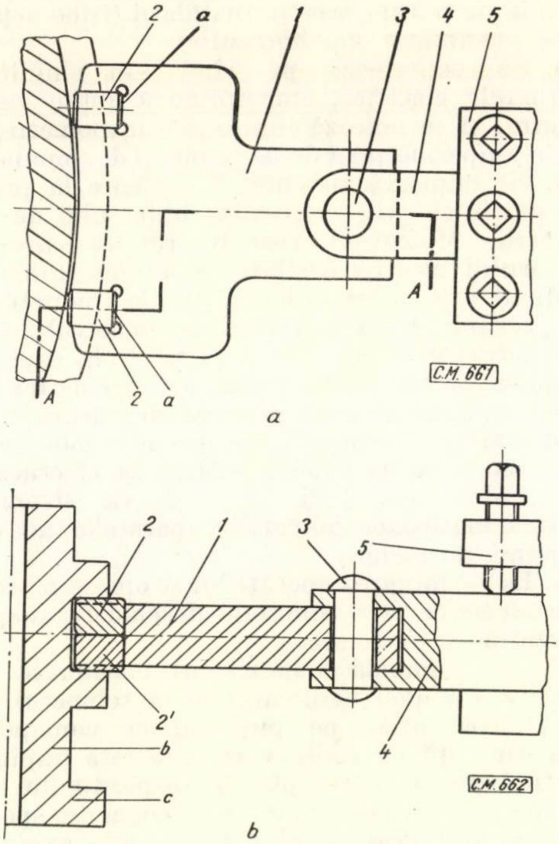


Fig. 1

Dispozitivul conform invenţiei prezintă următoarele avantaje:

— construcţie robustă;

— uşor de manipulat;

— asigură o duritate sporită a suprafeţelor ecruisate.

Brevet nr. 48 710—03.VI.1964 — **Maşină pentru încercarea rulmenţilor la durabilitate**. Ing. Simion Moldovan şi ing. Aurel Săndulescu.

Invenţia se referă la o maşină pentru încercarea rulmenţilor la durabilitate în sarcină variabilă progresivă.

Maşina este formată dintr-un batiu *1*, pe care este montat un electromotor *2*, care prin intermediul unui cuplaj elastic *3* şi al unui arbore *4* susţinut în două lagăre de rostogolire *5* şi *5'* transmite o mişcare de rotaţie la un inel interior *a* al unui rulment de probă *6*, introdus într-o casetă *7*, iar pentru a supune unui efort de tracţiune variabil rulmentul *6*, foloseşte o pîrghie reglabilă *8*, articulată la un capăt de o bucşă elastică *9*, care strînge un inel exterior *b* al rulmentului *6*, pîrghie *8*, care la celălalt capăt este articulată la o pîrghie *10*, prevăzută cu o articulaţie fixă *11* şi una mobilă *12*, de care este prinsă o tijă *13*, ce face legătura cu o altă pîrghie *14*, articulată într-un bolţ fix *15*, fixat pe un braţ *c*, al pîrghiei *14*, pe care se poate deplasa o greutate *16*, fixată printr-o tijă *17* de o piuliţă *18* şi o culisă *19*, deplasabilă de-a lungul unui arbore filetat *20*, antrenat în mişcarea de rotaţie de un reductor *21* şi un electromotor *22*, oprit la capătul cursei greutăţii *16*, cu ajutorul unui microîntreruptor *23*. Pe un braţ *d*, tot al pîrghiei *14* este articulată într-un punct fix *24*, o greutate *25* şi un cablu *26* trecut peste un scripete *27*, fixat la celălalt capăt de o altă greutate *28*.

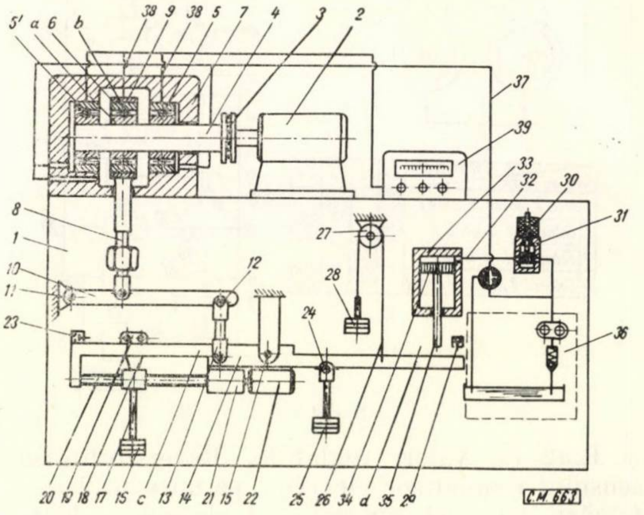


Fig. 1

Pentru a anula efortul de tracţiune maxim, braţul *d* al pîrghiei *14* se ridică, acţionînd asupra unui microîntreruptor *29*, care pune sub tensiune o bobină *30* a unei electrovalve *31*, ce deschide un circuit hidraulic *32*, permiţînd un fluid să pătrundă într-un cilindru *33*, în care culisează un piston *34*, solidar cu o tijă *35* care apasă pe braţul *d* echilibrînd pîrghia *14*.

O instalaţie hidraulică *36* asigură ungerea rulmentului de probă *6*, prin nişte conducte *37*, iar pentru măsurarea temperaturii, nişte termocupluri *38* montate în caseta *7*, transmit semnale electrice la un milivoltmetru *39*.

Maşina conform invenţiei prezintă următoarele avantaje:

— reduce timpul de încercare al rulmenţilor;

— permite ridicarea curbelor de durabilitate a rulmenţilor în funcţie de sarcina aplicată progresiv.

Documentare

Conferinţa cadrelor agricole. In : The Engineer, februarie 1967.

Tractoarele în anul 1977. Extinderea suprafeţei terenurilor agricole a impus folosirea maşinilor agricole moderne. S-a dezvoltat industria de tractoare folosindu-se din ce în ce mai mult la acestea transmisiile hidraulice de toate felurile ceea ce duce spre tractoarele denumite hidraulice.

În figura 1 (*1* — comanda hidraulică a transmisiei ; *2* — cîrligul de tracţiune din spate ; *3* — motorul hidraulic de tracţiune la fiecare din cele 4 roţi ; *4* — scaunul complet reglabil ; *5* — uşa din spate, care se ridică ; *6* — cadrul principal fixat de corp ; *7* — maneta de conducere ; *8* — aparatele de măsură şi control ale motorului ; *9* — paravane laterale mobile ; *10* — cabina de siguranţă cu acoperiş detaşabil ; *11* — transmisie hidrostatică şi pompa principală care repartizează uleiul la fiecare motor de la roţi ; *12* — motor Diesel cu trei cilindri răciţi cu aer ;*13* — farul principal ; *14* — lada cu scule ; *15* — bateria ; *16* — cîrligul din faţă ; *17* — pompe hidraulice pentru legături şi servicii externe ; *18* — ieşirea aerului condiţionat ; *19* — pivot sudat prin puncte la baza cutiei) este arătat tractorul proiectat pentru anul 1967.

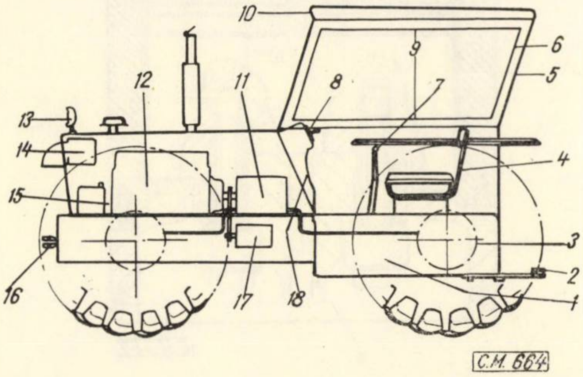


Fig. 1

Experienţele anterioare au confirmat că tractoarele cu patru roţi sînt cel mai bun mijloc de folosire a celui mai mare efort de tracţiune înainte de alunecarea roţilor şi conferă o mare uşurinţă în mişcarea şi manevrarea tractorului. Aderenţa mărită la pămînt poate fi asigurată prin dispozitive specializate.

Tractorul este acţionat de un motor orizontal cu trei cilindri şi în doi timpi, avînd o bună stabilitate. Acest fel de motor ajută la coborîrea centrului de greutate şi are o economicitate raţională. Nu există nici un motiv ca acest motor să nu poată fi răcit cu aer.

Tractorul este înzestrat cu un ambreiaj pentru supraîncărcare, situat între motor şi coloana principală de repartiţie, care acţionează pompa hidraulică pentru tracţiune.

Alte două pompe se cuplează prin două ambreiaje cu comandă manuală : una pentru hidraulica internă a tractorului, iar cealaltă pentru servicii externe.

Tracţiunea este gîndită cu motoare hidraulice individuale, instalate fiecare din ele la butucul unei roţi.

Aceste motoare sînt în legătură unul cu altul pentru a da efectul de diferenţial, precum şi o repartiţie uniformă a energiei.

Aceasta face ca comanda manuală a blocării diferenţialului şi frînele independente să devină o problemă a trecutului. Aceste motoare pot fi astfel făcute încît să nu se supratureze şi acest fapt singur se poate dovedi ca fiind o frînă eficientă.

Hidraulica internă consistă în braţe montate la spate şi staţia din faţă pentru servicii. Comanda acestei instalaţii principale de serviciu poate avea loc prin intermediul unui braţ principal pentru ridicare şi coborîre şi al unui braţ secundar pentru controlul adîncimii şi ţinerea uneltei.

Axele pentru prelevarea puterii trebuie evitate şi, de aceea, se prevăd pompe separate pentru operaţiile externe care au aparat de control propriu. Aceste pompe au debite diferite.

Dispozitivele, în prezent comandate prin pompe, pot fi uşor adaptate prin folosirea unui motor cu ulei.

Dacă este necesară comanda unei unelte (fig. 2) ca şi controlul adîncimii de lucru, se prevăd roţi de adîncime controlate de sistemul hidraulic.

Pentru ca orice şasiu mecanic construit să fie bun, trebuie luate în considerare întreţinerea şi repararea.

Pentru aceasta şasiul se prevede astfel încît partea sa principală să poată fi scoasă separat, fără utilaje speciale sau multe utilaje de demontare. Corpul principal poate fi constituit din rezervoarele de ulei şi de combustibil.

Părţile laterale cu secţiunea pătrată goală, cuplate la cutia din spatele motorului, pot conţine în mod ideal toate pompele şi angrenajele.

Zona de aşezare a conducătorului trebuie să fie liberă de orice piedică pentru a putea fi ridicat scaunul o dată cu capacul pentru a apărea pompa şi piesele aparatajului de control.

Motoarele roţilor din spate se află în această cutie care trebuie să fie etanşă la partea de jos. Bateriile şi cutia cu scule se pun în partea din faţă a maşinii pentru siguranţă.

Roţile din faţă sînt montate pe un pivot central. Ele au aceleaşi dimensiuni şi se găsesc sub aceeaşi încărcare ca roţile din spate. Există un singur braţ cu un control progresiv ţinînd locul volanului care poate deci lipsi — un lucru avantajos cînd se produce răsturnarea. Există o capotă de protecţie care poate fi ridicată pentru accesul la motor şi la partea din spate a bordului. Acest înveliş de protecţie poate să se întindă deasupra întregului motor şi să formeze un canal pentru scurgerea aerului de răcire.

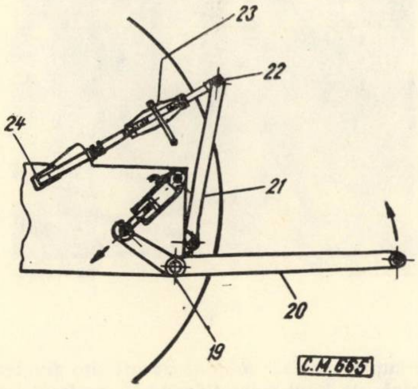


Fig. 2

Cabina ca parte integrantă a acestei maşini este înzestrată cu bare care nu se îndoiesc şi care sînt montate ca un schelet. Aerul condiţionat poate să ajungă la cele mai îndepărtate părţi ale maşinii.

Acoperişul este demontabil.

Intrarea în cabină se face prin spate.

Întreaga parte din spate — scheletul şi paravanul — se deschide în stînga cu ajutorul unor balamale. În caz de accident se poate ridica această parte din spate pentru a permite scaunului, care este în principal capacul unei cutii, să iasă după scoaterea cuiului levierului *A*.

Uneltele care au nevoie de un control permanent, de pildă plugul, au o consolă de control hidraulic proprie care se găseşte în interiorul cabinei.

Nu se întrebuințează unelte cu montaje intermediare la aceste tractoare.

Brațul oscilant de tracțiune este prevăzut la partea din spate, ca și cîrligul dispozitivului de tracțiune în suspensie, iar un dispozitiv de tracțiune de manevră cu cîrlig se montează în partea din față.

Conductele de legătură cu uneltele remorcate se articulează în partea din spatele cabinei. Toate articulațiile mobile trebuie să fie etanșe.

Brațele sînt grupate după felul serviciilor prestate și marcate cu semnele internaționale corespunzătoare.

Dispozitiv pentru mărirea aderenței roților de tractor. In : Farm Implement and Machinery Review, nr. 1108, vol. 93, 1967.

Firma Alpha-Acoord a construit dispozitivul cunoscut sub denumirea de ,,Trancasistor'' (fig. 1), care mărește sarcina repartizată pe roțile din spate ale tractorului. Aceasta se realizează prin transferarea greutății remorcii sau a utilajelor tractate pe roțile posterioare ale tractorului.

Dispozitivul poate fi folosit la orice tractor standard cu dispozitiv de cuplare în trei puncte. Partea principală a dispozitivului este formată dintr-un ansamblu de patru arcuri spirale grele care poate exercita o tracțiune de peste 1 800 kgf.

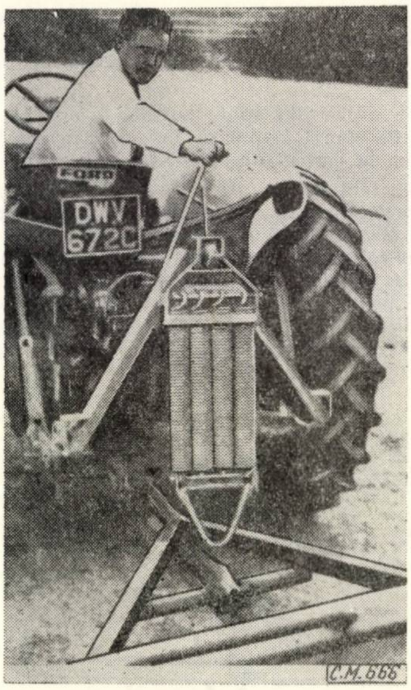


Fig. 1

Capetele superioare ale acestor arcuri sînt fixate de o articulație sferică, de felul celor folosite la cuplajul tractoarelor.

Capetele inferioare ale arcurilor se prind de o bară de care atîrnă un lanț sau o legătură din vergea de oțel, în formă de V.

Lanțul sau vergeaua este fixat de bara de tracțiune a utilajului, capătul superior al ansamblului de arcuri fiind prins de tractor printr-un braț legat de cuplaj.

După fixarea la dispozitivul de cuplare al tractorului și la bara de tracțiune a utilajului, ,,Tracasistorul'' poate fi menținut în acțiune tot timpul, aplicîndu-se forța necesară de tracțiune. În cazul cînd tractorul cabrează, arcurile se scurtează automat reducînd tracțiunea.

Un nou tip de piston

Uzinele Mirrlees National din Anglia posedă un brevet pentru un nou tip de piston. După cum se vede din figură, corpul principal al pistonului posedă un fund detașabil *2*. Legătura dintre *1* și *2* este asigurată prin 3 șuruburi. Bosajele bolțului sînt realizate prin structurile nervurate *3*. Fundul *2* are cavitățile *5*, umplute cu un material izolant ca oxidul de magneziu sau oxidul de zinc. Cavitățile sînt acoperite de un ecran *6*.

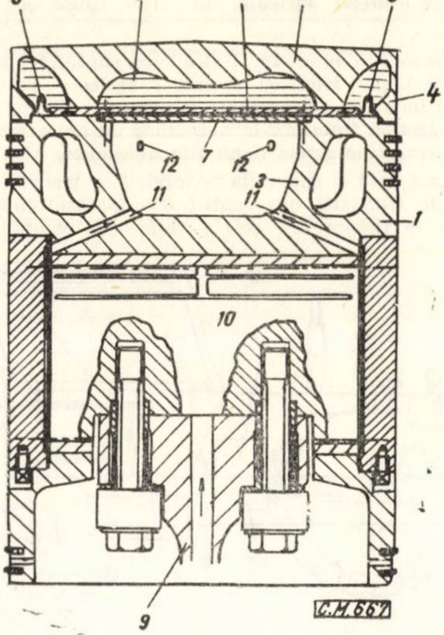


Fig. 1

S-au prevăzut căi de acces pentru circulația uleiului de răcire, care este chiar lubrifiantul, prin spațiile din structura *3*, care este închisă la partea superioară cu un paravan *7*, distanțat de ecranul *6*.Ultimul este interpus între fundul *2* și corpul *1* și este legat la partea exterioară *4* a fundului *2* prin elemenți flexibili în formă de U, *8*.

Uleiul este trimis în interiorul structurii *3* prin canalele din bielă *9* și bolț *10* și mai departe prin canalele *11*, întorcîndu-se în carter prin deschiderile *12* și orificiile de ulei, de la raclori.

Diagrama indicată a procesului de lucru al pompelor hidraulice cu roți dințate. L. V. Vasiliev și V. N. Bugrienko. În : Tractorî i selhozmașinî, nr. 2, 1968.

Un instrument eficient de examinare a funcționării pompelor cu roți dințate îl constituie diagrama indicată reprezentînd variația presiunii în spațiul dintre dinți. Analiza diagramei indicate permite studierea procesului de refulare a lichidului de lucru, la diferite regimuri de funcționare și poate servi la alegerea parametrilor constructivi optimi ai pompei.

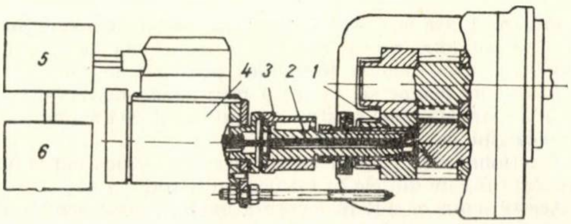


Fig. 1

În figura 1 se prezintă o instalație pentru ridicarea diagramei indicate a pompelor cu roți dințate, realizată la Institutul științific pentru automobile și tractoare. Pinionul antrenat este prevăzut cu un locaș pentru montarea elementului tensometric *1* şi cu un orificiu care pune în legătură elementul tensometric cu spaţiul dintre doi dinţi ai pinionului. Semnalele elementului tensometric se transmit prin intermediul bucşei *2* şi al traductorului cu mercur *4* la amplificatorul *5*, care este conectat cu oscilograful magnetoelectric *6*. Rotorul traductorului *4* este antrenat de bucşa *2* prin cuplajul cu came *3*.

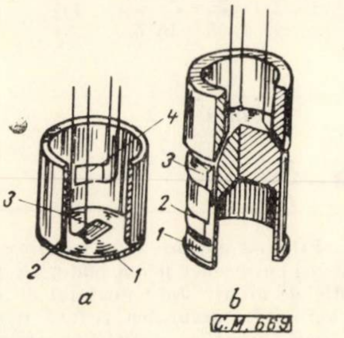


Fig. 2

Elementele tensometrice pot fi de două tipuri. Primul tip (fig. 2, *a*) este format din membrana *1*, pe care este lipit captatorul de lucru *3*, bucşa *2* şi captatorul de compensare *4*. Diametrul membranei este de 16,9 mm, iar grosimea sa, de 0,8 mm. Al doilea tip de element tensometric (fig. 2, *b*) cuprinde cilindrul *1*, captatorul de lucru *2*, lipit de zona sensibilă a cilindrului avînd grosimea de 0,8 mm şi captatorul de compensare *3*, lipit în zona îngroşată a cilindrului. Diametrul exterior al cilindrului este de 15 mm.

Elementul tensometric cilindric prezintă o sensibilitate sporită, deoarece baza captatorului respectiv de lucru este mai mare. În schimb, eroarea de transmitere a semnalelor este majorată, ca urmare a volumului mare de lichid acumulat în cavitatea cilindrului.

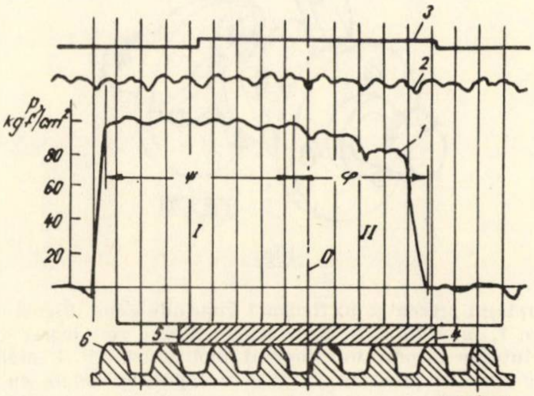


Fig. 3

În figura 3 se arată diagrama indicată a pompei NŞ—46 D obţinută la oscilograful magnetoelectric cuplat cu element tensometric cilindric (*1* — variaţia presiunii în spaţiul dintre dinţii pinionului antrenat; *2* — presiunea în conducta de refulare a pompei; *3* — marcarea turaţiei; *4* — muchia orificiului de admisiune; *5* — muchia orificiului de refulare; *6* — desfăşurata pinionului antrenat; *I* — zona de presiune nominală; *II* — zona de reducere a presiunii; 0 — axa centrelor). La temperatura de 50°C a lichidului de lucru (ulei D P—11), unghiul ψ corespunzător zonei de presiune nominală este de 160°, iar unghiul φ corespunzător zonei de reducere a presiunii — de 100°. În funcţie de viscozitatea lichidului de lucru şi de mărimea jocurilor radiale, unghiul ψ poate fi mărit pînă la 200°, unghiul φ micşorîndu-se la 60°.

Determinarea debitului cu ajutorul razelor de lumină. In : Machine Design, nr. 9, vol. 38.

Aparatul considerat apare schematic în figura 1, în care s-a notat : *1* — ieşirea gazului ; *2* — separatorul pentru mercur ; *3* — ; celulă fotoelectrică ; *4* — conducta de întoarcere a mercurului ; *5* — sursa de lumină ; *6* — cronometrul ; *7* — rezervorul de mercur ; *8* — tubul de măsură ; *9* — intrarea gazului ; *10* — mercur ; *11* — distribuitor.

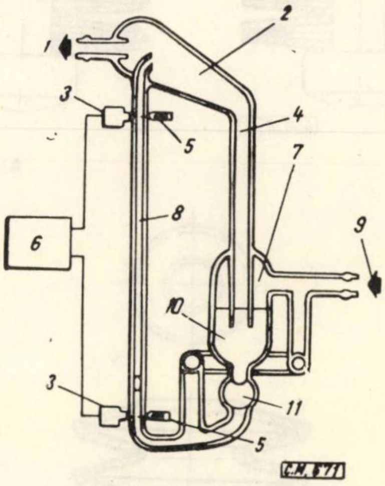


Fig. 1

Gazul, al cărui debit trebuie determinat, antrenează la scurgerea prin tubul calibrat *8* o picătură de mercur.

Cele două raze de lumină sînt îndreptate normal pe tubul *8* şi acţionează cronometrul prin intermediul celulelor fotoelectrice.

Debitul este funcţie de volumul interior al tubului calibrat, cuprins între cele două raze luminoase şi de timpul în care picătura de mercur se deplasează între cele două nivele.

Principiul prezentat este folosit la un debitmetru realizat de Marschall Space Flight Center — NASA — Hunstville — S.U.A.

Arcurile cu discuri. G. Ranzi. În : Rivista di Meccanica, nr. 411, 1967.

Arcurile cu discuri sau arcurile Belleville (brevet francez nr. 52 399 din 26.12.1861 — J. F. Belleville) aveau iniţial forma indicată în figura 1 *a*. Ulterior au apărut numeroase variante, dintre care cea din figura 1 *b* (brevel Belleville din 1864) prezenta un inel plat de separaţie montat între elementele elastice sau arcul cu discuri autocentrant (C. Bauer — uzinele F. Krupp) din figura 1 *c*.

Progresul, atît în ce priveşte construcţia şi utilizarea arcului cu discuri, cît şi în ce priveşte calculul teoretic respectiv, a fost foarte lent datorită — pe de o parte tendinţei de a-l considera un organ de importanţă secundară, iar pe de altă parte cunoştinţelor reduse în ce priveşte proprietăţile sale.

O piedică principală în folosirea pe scară mai mare a arcului cu discuri a fost şi durată de utilizare redusă în cazul sarcinilor de şoc cu variaţie rapidă de sens. Sub acest aspect, un progres substanţial a fost înregistrat de uzinele Mauser care au realizat în 1945 arcuri cu discuri, care suportă peste 25 000 de inversări ale sarcinii, faţă de numai 1 000 cît putea suporta un arc cu discuri pînă atunci.

În prezent, arcurile cu discuri sînt realizate din materiale de înaltă calitate, cu toleranţe foarte strînse, executate cu mare precizie şi supuse unui tratament termic bine studiat. Trebuie menţionat că este neeconomică realizarea arcurilor cu discuri din oţel inoxidabil, întrucît rezistenţa redusă a materialului duce la adoptarea unor grosimi mari. Adesea, suprafaţa respectivă a arcului trebuie protejată împotriva corodării prin aplicarea unui tratament adecvat (brunare, zincare, nichelare etc.).

Calculul arcurilor cu discuri poate fi realizat cu ajutorul expresiilor Almen — Laszlo care permit rezultate acceptabile.

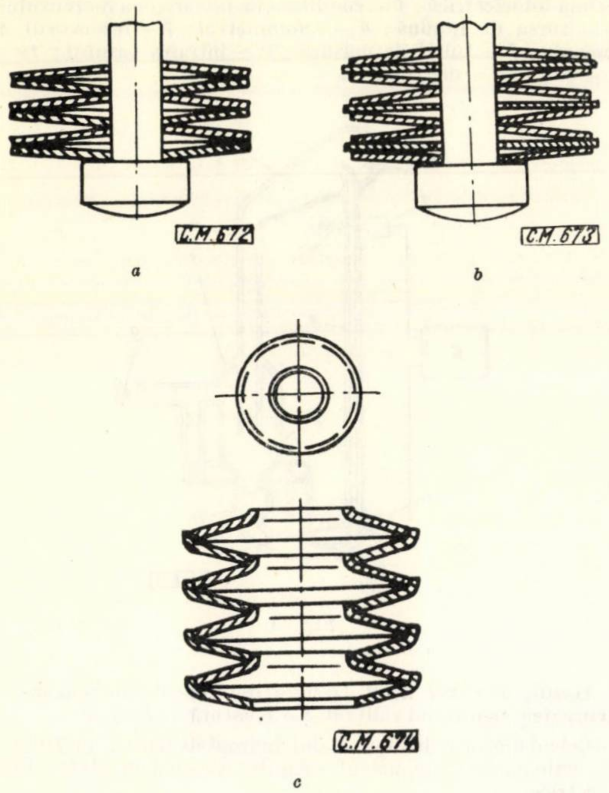


Fig. 1

Astfel pentru determinarea sarcinii admisibile poate fi folosită relaţia:

$$F = \frac{4\,E}{(1-\mu^2)\cdot\alpha\cdot D_e^2}\cdot s\cdot f\left[(h-f)\left(h-\frac{f}{2}\right)+s^2\right),$$

iar pentru calculul solicitării muchiei *A* a orificiului (fig. 2):

$$\sigma = \frac{4\,E}{1-\mu^2)\cdot\alpha\cdot D_e^2}\cdot s\cdot f\left[\beta\left(h-\frac{f}{2}\right)+\gamma\cdot s\right],$$

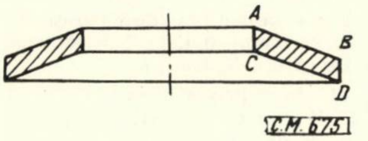


Fig. 2

în care:

F reprezintă sarcina suportată de resort pentru o săgeată f, kgf;
f — săgeata sub sarcina respectivă, mm;
s — grosimea discului, mm;
D_e — diametrul exterior al arcului, mm;
D_i — diametrul interior al arcului, mm;
E — modulul de elasticitate al materialului, kgf/mm²;
μ — constanta lui Poisson (0,3 pentru oţel);
α, β, γ — coeficienţi, funcţie de raportul $\frac{D_d}{D_i}$.

Pentru calculul coeficienţilor α, β, γ se pot utiliza relaţiile următoare:

$$\alpha = \left[\left(\frac{1}{\pi}+\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2\right]:\left[\frac{\delta+1}{\delta-1}-\frac{2}{\ln\delta}\right];$$

$$\beta = \frac{1}{\pi}\cdot\frac{6}{\ln\delta}\left[\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right];$$

$$\gamma = \frac{1}{\pi}\cdot\frac{6}{\ln\delta}\cdot\frac{\delta-1}{2};$$

$$\delta = \frac{D_e}{D_i}.$$

În ultimul timp a început să se realizeze — pentru sarcini reduse — arcuri cu discuri şi din materiale plastice. Avantajele unor astfel de arcuri sînt: modulul de elasticitate redus (200—400 kgf/mm²), greutatea redusă (circa 1,8 kg/cm³), proprietăţi antimagnetice, rezistenţă ridicată la corodare atmosferică etc. Dezavantajele constau în rezistenţa redusă la solicitări mecanice şi în substanţiala influenţă a temperaturii asupra modulului de elasticitate E şi asupra solicitării admisibile σ (peste 60°C nu se poate folosi un astfel de arc); în plus şi umiditatea influenţează rezistenţa unui resort din material plastic.

Cuplaj cu compensarea dezaxării arborilor. In: Machinery and Production Engineering, nr. 2831, 1967.

Cuplajul Schmit permite cuplarea într-un sistem de acţionare a doi arbori ale căror axe longitudinale nu sînt în prelungire. De asemenea poate compensa micile abateri unghiulare ce pot apare la montarea sistemului de acţionare.

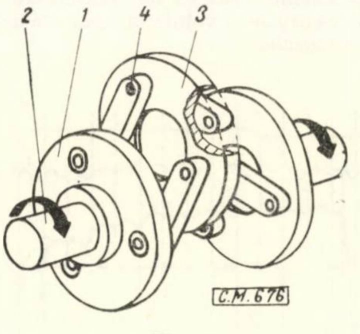


Fig. 1

Cuplajul prezentat în figura 1 cuprinde două discuri exterioare 1, prevăzute cu axele scurte 2 care sînt legate de un disc interior 3, prin intermediul unor articulaţii 4, montate astfel încît să pivoteze, la fiecare capăt, în lagăre cu ace.

Aceste cuplaje pot fi furnizate pentru transmisii de la 7 la 150 CP, la turaţii pînă la 1 000 rot/min. Mărimea dezaxării care poate fi compensată variază de la 70 pînă la 108 mm.

În cazul folosirii acestui cuplaj într-un sistem de acţionare a doi arbori, prevăzuţi cu montaje corespunzătoare pentru reglare, este posibil să se regleze dezaxarea arborilor, chiar cînd este transmisă forţa cea mai mare, la turaţie maximă.

În timpul unei asemenea reglări a dezaxării nu se produce nici o pierdere de energie sau variaţie de viteză. Aceasta pentru că, în afara greutăţii proprii a cuplajului, nu mai sînt aplicate alte sarcini pe arborii cuplaţi, chiar cînd este transmisă întreaga putere. De asemenea, nu există vibraţie la răsucire, iar vibraţiile produse în mecanismul de acţionare sînt absorbite de cuplaj, neputînd fi transmise arborelui acţonat sau maşinii.

Rulmenţii pentru articulaţii sînt etanşaţi, iar vaselina pentru ungere este adusă la rulmenţi din camere prevăzute în interiorul discurilor.

Cuplajul Schmit a fost încercat în diferite cazuri. Astfel, pentru un laminor, cilindrul superior poate fi cuplat prin intermediul acestui cuplaj cu cutia de ungere și unitatea de acționare. Acest montaj permite ca cilindrul să fie reglat vertical pentru diferite poziții, fără a necesita cuplaje duble universale.

Freze melc globoide cu dinți raportați. K. E. Lomakin. În: Stanki i instrument, nr. 2, 1968.

Transmisiile melcate globoide înlocuiesc într-o măsură însemnată transmisiile melcate obișnuite, însă larga lor aplicare este îngreuiată de dificultățile de prelucrare și de durabilitatea redusă a sculelor cu care se execută danturarea. Cele mai potrivite scule de prelucrare a angrenajelor melcate sînt frezele-melc globoide, fabricate cu sau fără coadă, avînd partea așchietoare de oțel rapid; chiar aceste freze au însă o serie de dezavantaje.

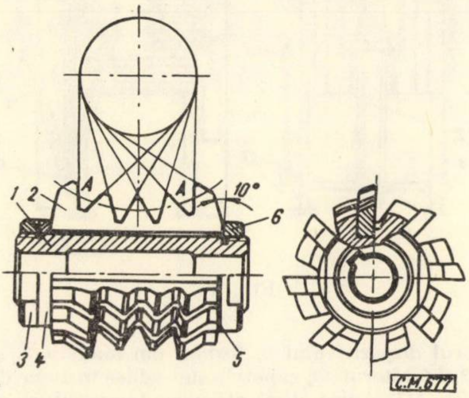


Fig. 1

La uzina de automobile din Gorki s-a introdus în fabricație o freză-melc globoidă cu dinți raportați, executați sub formă de cremalieră. Corpul frezei se construiește din oțel 40 H, iar cremalierele, din oțel rapid R 18. În canelurile corpului *1* (fig. 1) sînt montate cremalierele *2*, numărul acestora fiind determinat prin calculul de rezistență al corpului și cremalierelor. Pentru fixarea cremalierelor se folosesc piulițele *3* și *6*, inelul *4* și garnitura *5* executată din tablă de oțel moale sau de alamă cu grosimea de 0,2—0,3 mm.

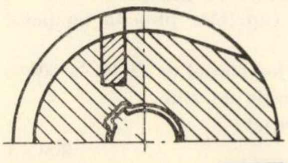


Fig. 2

Din punctul de vedere al fabricației și exploatării, aceste freze prezintă o serie de avantaje față de frezele dintr-o bucată: 1) economie de oțel rapid; 2) înlocuirea operației de detalonare cu productivitate mică, prin ascuțirea profilului dinților în corpuri speciale (fig. 2); 3) calificare mai redusă a muncitorului la operația de danturare; 4) durata de serviciu mai mare, datorită menținerii constante a grosimii dinților și a înălțimii profilului la ascuțiri repetate; 5) dependența numărului de dinți numai de rezistența construcției și nu de posibilitățile de divizare ale mașinii.

Deoarece tăierea dinților și detalonarea profilului lor pe cremaliere se execută în dispozitive speciale, cremalierele trebuie în prealabil rectificate la un adaos de prelucrare determinat. Fațeta de prindere a cremalierelor se strunjește și se rectifică în pachete tot pe dispozitive speciale. La prelucrarea dinților, după fixarea în corp, unghiul de așezare este nul, muchiile așchietoare *A* (fig. 1) fiind perpendiculare pe axa frezei. Ulterior unghiul de așezare se definitivează la 1,5—2° prin ascuțire, utilizînd un dispozitiv simplu.

Aplicarea frezei-melc globoide cu dinți raportați este potrivită pentru fabricația de serie mare și în masă.

Procedeul electrohidraulic de matrițare. J. J. Erhart. In: Rivista di Meccanica, nr. 414, 1967.

Procedeul electrohidraulic de matrițare se bazează pe faptul că un condensator se poate încărca în mod lent cu energie electrică, dar se descarcă brusc.

În figura 1 (*1* — sursă de energie electrică de înaltă tensiune; *2* — matriță; *3* — apă; *4* — material de prelucrat; *5* — către pompa de vid) apare schematic una dintre instalațiile de matrițare electrohidraulică care au dat rezultate corespunzătoare în ultimul timp (Cincinnati Shaper Co.).

Sistemul de acumulare a energiei electrice este legat printr-un întrerupător cu un traductor montat într-o cavitate cu apă plasată pe masa mașinii. Materialul de matrițat este așezat direct deasupra cavității, sub blocul matriței. Ciclul de lucru al mașinii este astfel stabilit încît, după așezarea materialului de prelucrat, matrița se închide și strînge, acționată hidraulic, materialul respectiv.

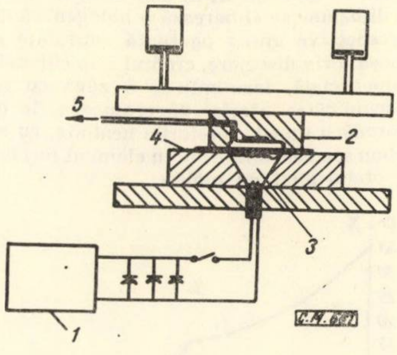


Fig. 1

O serie de mici orificii practicate în corpul matriței permite realizarea vidului necesar între material și matriță, după închiderea acesteia.

Cînd sursa de înaltă tensiune este cuplată cu traductorul, apare — prin apă — o descărcare electrică, de secțiune inițială redusă; creșterea densității de energie în canalul de descărcare este însă foarte rapidă, rezultînd un fenomen asemănător exploziei. Mobilitatea redusă a ionilor în lichid și rapiditatea descărcării împiedică deplasarea ionilor în timpul procesului.

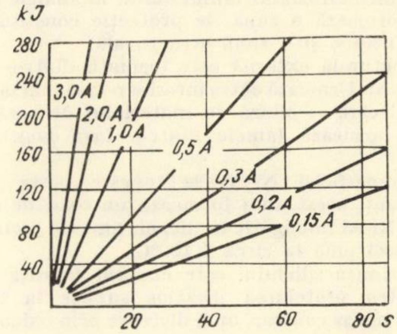


Fig. 2

Datorită rezistenței electrice rezultate, se eliberează o mare cantitate de energie creîndu-se în apă o undă de șoc care se deplasează cu o viteză de 6 100 m/s și care realizează matrițarea materialului. Viteza de matrițare este cu mult mai mare decît în cadrul procedeelor obișnuite (circa 90 m/s).

În ceea ce priveşte viteza de lucru, trebuie menţionat că descărcarea electrică are loc în circa 40 μs. Evident, trebuie să se adauge timpul necesar pentru încărcarea bateriei de condensatoare. După cum se vede din figura 2, sînt necesare numai 18 s pentru încărcarea unei instalaţii de 24 · 10 ^{3} J la 18 kV, cu o sursă de energie de 0,15 A. Dacă însă sursa are 3 A, bateria de condensatoare poate fi încărcată în 9/10 s.

Protecţia metalelor prin intradifuziune. G. Lehnert. In: TZ für praktische Metallbearbeitung, nr. 1, vol. 60.

Difuziunea unui metal într-un metal de bază are drept scop crearea unui strat superficial de protecţie împotriva corodării umede sau uscate pînă la temperaturi ridicate.

Astfel, difuziunea cromului într-un metal de bază are drept scop protecţia împotriva corodării umede. Difuziunea aluminiului în aliaje termorezistente permite protejarea împotriva oxidării pînă la circa 1 000°C. Intradifuziunea siliciului în metale refractare determină o rezistenţă la oxidare pînă la 1 200°C.

Intradifuziunea cromului se produce la o temperatură de 1 000°C, prin schimb de atomi în fază gazoasă la suprafaţa piesei de protejat care este încălzită introdusă într-o masă ceramică inertă cu un element de suport al cromului. La temperatura de difuziune se eliberează o halogenură de crom, iar moleculele respective ajung pe toată suprafaţa piesei fiind în stare gazoasă. Prin disociere, cromul este eliberat în reţeaua cristalină superficială, formîndu-se o zonă cu conţinut de crom descrescînd către interior. Se cromează, în mod special împotriva corodării umede, oţelurile nealiate, cu un conţinut redus de carbon sau cele aliate cu un element formînd carbură, de exemplu oţelul aliat cu niobiu.

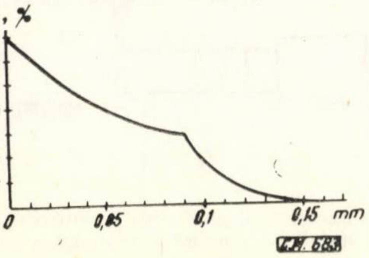


Fig. 1

În figura 1 apare variaţia conţinutului procentual de crom în funcţie de adîncimea de la suprafaţă, pentru un oţel cu niobiu. Rezistenţa la corodare este determinată de stratul superior de 0,1 mm, la care adîncime conţinutul de crom scade la circa 13%.

În cazul intradifuziunii aluminiului, în aliajele pe bază de nichel, se formează o zonă de protecţie constituită dintr-o zonă de difuziune şi o zonă structurală.

Zona structurală externă este formată dintr-o fază intermetalică Ni-Al. Urmează către interior o fază mai săracă în aluminiu Ni_3Al care se aliază cu materialul de bază Ni-Cr. În continuare, urmează lamele dintr-o fază bogată în crom α Ni-Cr.

Stratul superficial Ni-Al se topeşte peste 1 650°C. În mediu oxidant, acest aliaj formează un oxid de aluminiu şi un compus Ni-Al îmbogăţit în nichel, ambele protejînd materialul de bază pînă la circa 1 100°C.

Intradifuziunea siliciului este mai rar folosită ca atare şi numai pentru protejarea pieselor supuse la temperaturi înalte care, în caz contrar, ar fi distruse prin oxidare.

Instalaţie pentru lipirea ochiurilor la cablurile de remorcaj. A. N. Kidalov. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 1, 1968.

În figura 1 se prezintă o instalaţie pentru lipirea ochiurilor la cablurile de remorcaj. Instalaţia cuprinde carcasa *1*, dispozitivul *2* pentru deplasarea capetelor cablului în zona de încălzire, mecanismul *3* pentru manevrarea şubărului *4*, care închide camera de încălzire *7*, creuzetul *5* pentru topirea zincului, jgheabul *6* pentru turnarea zincului şi dispozitivul electric de încălzire *8*.

În camera *7*, zincul este încălzit în creuzet pînă la temperatura de topire. Capetele cablului, cu ochiurile ajustate pe ele în prealabil, sînt aşezate în dispozitivul *2*, aflat în poziţia I.

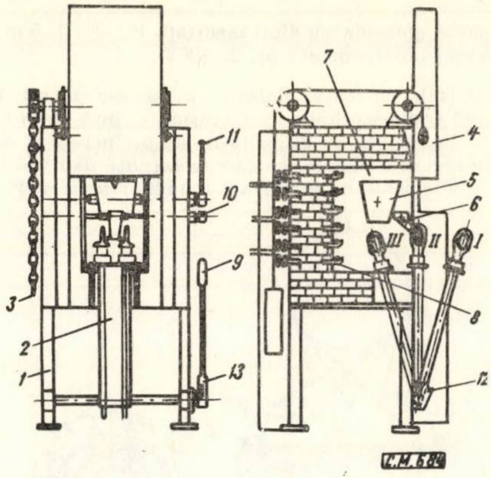


Fig. 1

Cu ajutorul dispozitivului *2*, format din maneta *9*, sectoru dinţat *12* şi fixatorul *13*, capetele sînt aduse în zona de încălzire (poziţia III) şi apoi, după atingerea temperaturii necesare — în poziţia de turnare II. Poziţia de turnare a jgheabului *6*, reprezentată în figură, este obţinută prin manevrarea pîrghiei *10*, iar înclinarea corespunzătoare a creuzetului — prin manevrarea pîrghiei *11*. La sfîrşitul turnării, dispozitivul *2* este comutat în poziţia I şi cablul este scos în vederea încercării de rezistenţă, după răcire.

Caracteristicile tehnice ale instalaţiei sînt următoarele:

puterea dispozitivului electric de încălzire	35 kW;
tensiunea reţelei electrice	380 V;
temperatura maximă de încălzire	500° C;
durata încălzirii capetelor pînă la temperatura de 350°C	15—20 min;
durata încălzirii instalaţiei de la 18 la 500°C	3 h;
greutatea unei şarje de zinc	45 kg;
greutatea instalaţiei	586 kg;
gabarite	900 × 1 000 × 2 200 mm.

Pentru controlul şi reglajul temperaturii de încălzire instalaţia este prevăzută cu potenţiometru EPD—120 şi termocuplu TNK—040. Instalaţia mai este dotată cu un paravan mobil de protecţie şi ventilaţie prin aspiraţie.

Elevator cu perne pneumatice. In: Rivista di Meccanica, nr. 414, 1967.

Instalaţia considerată (Établissements Grosdemouge — Paris), pe lîngă indiscutabile calităţi practice, prezintă şi o concepţie cu totul originală. Nu necesită nici un fel de întreţinere, elementele mecanice principale fiind realizate din oţel inoxidabil şi din neopren armat cu nailon, rezistent la acţiunea hidrocarburilor.

Platforma de ridicare se sprijină pe două traverse superioare *1* (fig. 1) prevăzute la extremităţi cu cîrligele *2* care se pot agăţa în dinţii respectivi ai ghidajelor verticale *3*.

Traversele inferioare *4* sînt prinse de traversele superioare *1* prin intermediul unor arcuri şi sînt prevăzute cu dispozitive de prindere similare celor pentru traversele superioare.

Între cele două rînduri de traverse *1* şi *4* sînt introduse — una peste alta — două perne *5* din neopren, a căror presiune interioară este comandată de un distribuitor pneumatic.

Prin intermediul unui selector operatorul poate alege ridicarea sau coborîrea platformei respective, comandînd deplasarea prin apăsarea unui simplu buton.

Cît timp butonul de comandă este apăsat, distribuitorul pneumatic face să se umfle şi să se dezumfle succesiv cele două perne pneumatice şi traversele se deplasează din treaptă în treaptă în lungul ghidajelor verticale.

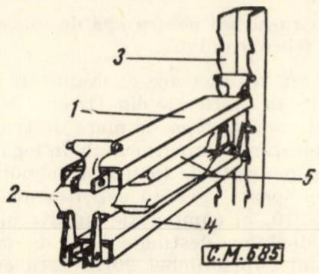


Fig. 1

Uzina constructoare realizează astfel de instalaţii pentru înălţimi pînă la 7 m şi pentru sarcini de la 0,5 la 60 tf.

Cercetări în legătură cu sudarea metalelor cu materiale ceramice. In : Engineers Digest, octombrie 1967.

Rezultatele cercetărilor realizate în S.U.A. asupra procedeului de sudare cu fascicul electronic au dus la concluzia că există posibilitatea de realizare a sudurii între materiale ceramice şi metale.

S-a determinat astfel că unii oxizi, de exemplu oxidul de aluminiu, pot fi sudaţi cap la cap în condiţii corespunzătoare cu ajutorul fasciculului electronic.

În plus, s-au obţinut, cu ajutorul aceluiaşi procedeu, îmbinări sudate între piese din oxid de aluminiu şi piese din tantal prezentînd rezistenţe cuprinse între 17 şi 21 kgf/mm^2.

În afară de acestea s-a mai constatat că safirul poate fi sudat pe oxid de aluminiu şi că carburile în general pot fi sudate cu ajutorul procedeului cu arc.

Sudarea grafitului pe tantal a dat rezultate excepţionale, iar a grafitului pe tungsten, rezultate mulţumitoare.

Cercetările experimentale vor fi continuate în ce priveşte tehnica sudării cu fascicul emis de laserul cu bioxid de carbon, procedeul fiind uşor adaptabil în special pentru materiale dielectrice. În legătură cu acest aspect s-a ajuns la concluzia că dacă un metal se topeşte fără o volatilizare excesivă şi fără a se descompune — probleme ce apar la topirea cu fascicul electronic datorită vidului necesar — principiile sudării materialelor ceramice cu metalele sînt întrutotul asemănătoare.

Pericolul de rupere sau de fisurare a materialului ceramic, datorită solicitării termice şi şocului termic, poate fi evitat prin încălzirea zonei din jurul sudurii cu ajutorul unui mic element cu rezistenţă electrică care poate determina o temperatură cuprinsă între 930 şi 1 370°C.

Experienţe în legătură cu formarea metalelor prin explozia unui mediu gazos. In : La Machine Moderne, noiembrie 1967.

În ultimul timp au fost realizate o serie de experienţe (General American Transportation Corporation) asupra posibilităţilor de utilizare — în producţia de serie — a undelor de şoc determinate de explozia unui gaz în interiorul unui tub, în cadrul proceselor de formare a metalelor.

Tubul experimental este lung de 7 300 mm, cu un diametru interior de 30 mm ; capul tubului are o formă semisferică, iar fundul constituie o matriţă. Piesa brută este plasată imediat deasupra matriţei. Tubul este umplut cu un amestec gazos ce poate fi aprins cu ajutorul unei scîntei electrice determinată de un dispozitiv montat la capătul opus.

Unda de şoc formată se deplasează în lungul tubului presînd piesa brută în matriţă. Instalaţia funcţionează fără zgomot, explozia avînd loc într-un spaţiu închis. Un important avantaj al procedeului experimentat constă în utilizarea gazelor industriale obişnuite : metan, propan, hidrogen, oxigen şi aer.

Exploziile cu undă plană sînt reproductibile în condiţii de lucru diferite. Astfel, presiunea utilă poate varia de la 70 la 1 400 bar, iar viteza frontului undei de la 1 200 la 3 600 m/s, presiunea şi viteza fiind funcţie de natura amestecului gazos şi de presiunea iniţială respectivă.

În cadrul experienţelor realizate au fost prelucrate materiale cu proprietăţi diferite (aluminiu, oţel etc.).

Procedeul se pretează la automatizare. Durata ciclului de lucru este redusă, fiind posibil ca în condiţii normale de producţie să se realizeze pînă la cinci piese pe minut.

În prezent, se studiază posibilitatea de utilizare a pieselor brute preîncălzite, în scopul de a înlesni operaţia de formare. Aceste piese preîncălzite trebuie însă separate de amestecul gazos explozibil printr-o pernă de gaz inert, amestecul fiind împiedicat printr-o membrană subţire impermiabilă pentru gaze.

Trebuie adăugat că dacă unda de şoc este bine condiţionată poate fi transmisă de gazul inert fără pierderi de energie.

Forme de turnătorie cu preţ de cost redus. In : Engineers Digest, octombrie 1967.

În Japonia, s-a pus la punct o nouă metodă de confecţionare a formelor de turnătorie, în special pentru turnarea metalelor feroase, utilizînd un amestec de materiale cu preţ de cost redus : 100 de părţi în greutate de silice, 9 pînă la 13 părţi de silicozirconat de sodiu şi 6,7 pînă la 9,7 părţi apă.

Noile forme de turnătorie prezintă o mare rezistenţă mecanică, au un preţ de cost redus şi se întăresc şi se usucă de la sine, eliminîndu-se astfel diversele procedee de uscare.

Complexul de calităţi menţionate se datoreşte în mare parte prezenţei silicozirconatului de sodiu în amestec, acesta fiind instabil şi descompunîndu-se, în contact cu apa, în hidroxid de zirconiu şi într-o soluţie de hidrosilicat de sodiu (apă de sticlă), în cadrul unui proces exotermic. Apoi, hidroxidul de zirconiu se deshidratează pentru a forma zirconiul care este stabil şi are proprietăţi refractare, în timp ce hidrosilicatul de sodiu se descompune pentru a forma o apă de sticlă fără umiditate care pătrunde printre particulele refractare de silice şi de zirconiu. Concomitent, datorită căldurii de reacţie, viteza de evaporare a apei cuprinse în amestec este mult sporită.

Amestecul materialelor componente se realizează cu ajutorul instalaţiilor obişnuite şi după ce s-a realizat formarea necesară, forma este lăsată să se usuce.

Întărirea completă a formei are loc după 48 de ore, procesul respectiv desfăşurîndu-se în mod lent în primele 24 de ore şi apoi mult mai rapid în următoarele 24 de ore.

Rezistenţa la compresiune a formei creşte în mod analog şi depinde de cantitatea de silicozirconat de sodiu prezentă în amestec.

De exemplu, pentru un amestec cuprinzînd 100 părţi, în greutate, de silice, 9 părţi de silicozirconat de sodiu şi 6,7 părţi de apă, rezistenţa la compresiunea formei creşte pînă la 5 kgf/cm^2 în primele 24 de ore şi pînă la 14 kgf/cm^2 după următoarele 24 de ore, în timp ce la un amestec de 100 de părţi silice, 13 părţi silicozirconat de sodiu şi 9,7 părţi apă, se ajunge la 8 kgf/cm^2 după primele 24 de ore şi la 20 kgf/cm^2 după următoarele 24 de ore.

Cum se obţine finisarea fină a aluminiului. In : Engineering, 2 febr 1968.

Prelucrarea aluminiului şi aliajelor sale pînă la un înalt grad de finisare ridică multe dificultăţi, principala fiind determinată de formarea oxidului de aluminiu pe suprafaţa pieselor prelucrate. Oxidul de aluminiu (alumina) nu numai că formează suprafeţe abrazive, dar micşorează şi durata de serviciu a uneltelor de muncă. Aceste dificultăţi au putut fi învinse folosindu-se metode speciale pentru tăierea aluminiului, care constau în folosirea unor uleiuri de tăiere cu proprietăţi speciale.

Figura din articol prezintă cîteva produse din aliaje de aluminiu. De exemplu, pistonul cilindrului principal al frînei necesită strunjire, găurire şi alezare. Finisarea este în prezent în domeniul de aproximativ 2—3 microţoli, în vreme ce mai înainte era de 12 microţoli în cel mai bun caz.

Rezultate asemănătoare au fost obţinute şi cu ajutorul altor operaţii de prelucrare. Găurirea la adîncimea totală de 3/8 ţoli într-o piesă la o maşină automată a ridicat dificultăţi la găurirea completă: de pildă, la străpungere s-au rupt 19 burghie la o producţie de 2 000 de piese.

Folosindu-se uleiurile speciale de tăiere, a fost posibilă efectuarea a 18 000 găuri complete şi au fost produse folosindu-se 6 burghie.

Aceste uleiuri au avut acţiune asupra suprafeţei împiedicînd oxidarea.

Procedeu de cîntărire cu ajutorul radiaţiilor β. In: Rivista di Meccanica, nr. 411, 1967.

A fost pus la punct (The Foxboro Co. — Kingswood — S.U.A.) un nou procedeu de cîntărire folosind radiaţii β şi care permite măsurarea, înregistrarea şi controlul — în orice moment — a greutăţii materialelor în foi subţiri, în timpul fabricaţiei.

Procedeul este simplu şi uşor de aplicat în practică. Se înregistrează şi se controlează în mod automat, greutatea pe unitatea de suprafaţă a hîrtiei, materialului plastic, cauciucului, tablei metalice, cu scopul de a îmbunătăţi uniformitatea produsului.

Cu ajutorul unor instrumente auxiliare (Foxboro Profiler, Caliper Profiler) se pot determina variaţiile de greutate şi de grosime în secţiune transversală. Aparatul este pus la punct pentru o precizie de ± 100 kf la fiecare circa 300 m^2 de suprafaţă controlată.

Se ia în considerare şi compensarea variaţiei greutăţii aerului determinată de variaţia presiunii atmosferice şi a temperaturii în spaţiul traversat de radiaţii.

Instalaţia comportă un cap de măsură format din două tuburi printre care trece materialul de cîntărit. Capul de măsură este suspendat de o şină de 3 050 mm lungime, putîndu-se deplasa pe aceasta şi retrăgîndu-se automat cînd pînza de material se rupe sau îşi inversează sensul de deplasare. Instalaţia mai posedă un dispozitiv de înregistrare şi control, un panou de comandă şi lămpi de semnalizare.

Capul de măsură cuprinde o sursă de radiaţii β conţinînd cripton 85, un obturator automat şi o cameră de ionizare.

Cînd greutatea pe unitatea de suprafaţă a materialului creşte, intensitatea radiaţiilor ce-l străbat scade, variaţia respectivă fiind înregistrată de camera de ionizare.

Maşină de forjat cu comandă numerică. In: Die Technik, august 1967.

O întreprindere din Austria (Gesellschaft für Fertigungstechnik und Maschinenbau — Steyer) a realizat prima maşină de forjat din lume, prevăzută cu un sistem de comandă numerică. Acest tip de maşină, complet nou (500 t) execută procesul de deformare — spre deosebire de ciocanele şi presele obişnuite — cu ajutorul a patru biele de forjat cu bătaie sincronizată.

În acest mod nu numai că se obţine o viteză de forjare de 3—4 ori mai mare, dar se asigură şi o economicitate încă neatinsă pînă în prezent. Prin intervenţia simultană a patru ciocane se obţine o compactare foarte favorabilă a piesei lucrate, precum şi valori mari ale rezistenţei.

Aparat pentru sudare şi găurire cu laser. In: Aviation Week and Space Technology, octombrie 1967.

Firma ,,Microwaveand Power Tube'' a realizat un aparat cu laser cu care se pot realiza găuri în diverse materiale şi se pot efectua lucrări de sudare. Aparatul LES—136 comportă un cap cu laser, un dispozitiv de poziţionare după trei axe şi un sistem de control prin televiziune în circuit închis.

Semnalul de ieşire al laserului poate fi variat, în ceea ce priveşte puterea, pînă la 10 J. Lăţimea impulsurilor emise este şi ea variabilă, iar frecvenţa poate fi un impuls pe secundă, un impuls la 5 secunde şi un impuls la 10 secunde. Pe ecranul televizorului se află un vizor pentru orientarea precisă a capului de laser în zona de sudare sau de realizare a găurilor.

Aparatul poate fi folosit la confecţionarea orificiilor filierelor pentru trefilarea sîrmei de diametru redus.

Conducte din cupru-nichel pentru apa de mare. In: Rivista di Ingegneria, februarie 1967.

Recent au intrat în funcţiune două unităţi navale militare italiene construite în şantierele din Tirreno. Navele sînt echipate cu conducte pentru apa de mare dintr-un aliaj cupru-nichel 90/10. Cercetările experimentale în legătură cu această problemă au fost realizate de Institutul tehnologic al Comisiei permanente din Spezia care au experimentat aliaje cupru-nichel 95/5 şi 90/10, în comparaţie cu alte materiale pentru construcţia conductelor destinate apei de mare. Concluzia a fost că, aliajul cupru-nichel 90/10 este cel mai potrivit pentru tubulatura de circulaţie, atît a apei de răcire pentru motoarele navei, cît şi pentru instalaţia împotriva incendiului.

Aliajul cupru-nichel 90/10 prezintă mai multe avantaje importante. Astfel, posedă o rezistenţă optimă la corodarea cu apă marină şi permite o viteză de circulaţie a apei, mai mare, fapt ce permite adoptarea unor diametre mai reduse decît în cazul altor materiale.

Din punct de vedere tehnologic, aliajul cupru-nichel este uşor sudabil, putîndu-se obţine îmbinări mai rezistente, mai sigure şi mai puţin costisitoare decît în cazul îmbinărilor alămite cu aliaje de argint.

Un nou material antiderapant. In: Motorisation agricole, nr. 231, 1967.

Acest material antiderapant nou (Ferrox), neinflamabil, rezistînd perfect la lovituri, la coroziune, la căldură şi solvenţi, a fost prezentat de curînd în Franţa într-o gamă variată de culori; este fabricat în S.U.A., fiind confecţionat dintr-un amestec de răşini fenolitice în soluţie în gudron de huilă şi alcool şi care ţine în suspensie particule abrazive ce îi dau calitatea de antiderapant.

Noul material se prezintă sub formă de unsoare, ambalat în butoaie de 19 l. El se întinde cu mistria, indiferent de felul materialului pe care se aplică (metal, beton, lemn etc.). Este un material care rezistă la acizii din diferitele instalaţii, ca şi la acţiunea uleiului, a benzinei, a hidrocarburilor, a agenţilor atmosferici şi la majoritatea produselor chimice.

Inerţia sa chimică îi conferă un caracter neinflamabil, ceea ce este esenţial în instalaţiile supuse la emanaţii de gaze inflamabile. Se foloseşte în întreprinderi petroliere, în industrie, antrepozite frigorifice, precum şi în uzine chimice şi siderurgice şi în toate locurile unde pot surveni accidente ca urmare a derapărilor.

În sectorul public este deosebit de util în toate locurile de trecere a automobilelor şi pietonilor. Poate servi în egală măsură la protecţia solului.

Progrese interesante în domeniul acumulatoarelor electrice. In: Industrial Research, nr. 4, 1967.

Cercetări recente au permis punerea la punct a unor acumulatoare de argint-zinc cu o perioadă de utilizare de 250 cicluri de încărcare-descărcare, ceea ce reprezintă o durată de funcţionare de 5 ori mai mare în comparaţie cu acumulatoarele obişnuite de zinc-argint. În plus, noul acumulator poate funcţiona la temperaturi de peste 100°C timp îndelungat.

Constructiv, diafragmele de separare a spaţiului catodic de cel anodic nu sînt confecţionate din celofan, ci dintr-un material anorganic, rezistent la hidroxidul de potasiu folosit ca electrolit, precum şi la oxidare.

Ca urmare a cercetărilor în curs, se apreciază că îmbunătăţirile ce se vor aduce acestor acumulatoare vor permite prelungirea duratei de utilizare la 3 000—4 000 cicluri. Caracteristică pentru acumulatoarele de zinc-argint este marea densitate de curent pe care o asigură şi care în prezent este de ordinul a 35—34 W h/kgf.

În perspectivă se apreciază că această capacitate va creşte, şi ca atare, în viitorul nu prea îndepărtat, o serie de consumatori electrici de uz casnic ca televizoarele, frigiderele etc. vor fi alimentate de la noile acumulatoare.

Noi acumulatoare cu material ceramic. In: Industrial Research, nr. 6, 1967.

Un nou acumulator pentru automobile, cu sodiu şi sulf, este în curs de experimentare în S.U.A. Drept electrolit se foloseşte un nou material ceramic policristalin, $Na_2011Al_2O_3$. Spre deosebire de materialele ceramice obişnuite pe bază de oxizi de aluminiu care permit greu trecerea ionilor, noul electrolit are un coeficient de difuziune al ionului de sodiu de $1 \cdot 10^{-5}$ cm/s, la temperatura de 300°C.

Faptul că acest electrolit este rezistent la temperaturi ridicate şi permeabil faţă de ionul de sodiu, permite realizarea unor baterii de capacitate mare ce poate funcţiona la temperaturi de circa 300°C.

Semnalizator de incendiu utilizabil chiar în vecinătatea unei surse de căldură. In: La Machine Moderne, noiembrie, 1967.

Un laborator de cercetări din S.U.A. a pus la punct un mic aparat cu tranzistoare al cărui element principal îl constituie o piesă din carbură de siliciu de mărimea unei gămălii de ac. Adăugînd o mică cantitate de impurităţi la un cristal din astfel de material, se obţine un dispozitiv ce produce curent electric sub acţiunea razelor ultraviolete.

Razele ultraviolete constituie o parte din spectrul emis de incendii sau explozii, iar curentul electric determinat de carbura de siliciu poate comanda un sistem de extincţie.

Detectorul cu carbură de siliciu constituie cel mai sensibil detector pentru radiaţiile ultraviolete la temperaturi mari (funcţionează fără inconveniente pînă la 480°C).

Aparatul experimental este insensibil la radiaţia solară la nivelul mării ca şi la radiaţiile infraroşii — de exemplu la cele emise de un cuptor în funcţionare — astfel încît se exclude orice alarmă falsă.

În plus, poate fi reglat astfel încît să reacţioneze numai la raze ultraviolete de o anumită lungime de undă.

Diodele din carbură de siliciu se realizează din cristale de carbură de siliciu obţinute din vaporii respectivi. Cuplele necesare se realizează prin dizolvarea unei mici cantităţi de aluminiu; adîncimea cuplelor determină lungimea de undă pentru care dioda prezintă un maximum de sensibilitate.

Comanda numerică şi aplicaţiile respective la prelucrarea pe strung. H. G. Rohs. In: Mecanic International, nr. 4, 1967.

Prin comandă numerică, în cadrul fabricaţiei, se înţelege folosirea cifrelor în comanda maşinilor-unelte. Informaţiile sînt recepţionate de memorii uşor de fabricat şi interschimbabile şi sînt compuse sub formă de cod, în cifre, care reprezintă: cote, număr de rotaţii, avans şi alte indicaţii similare cunoscute în tehnică. Această tehnică, deşi puţin cunoscută, are diverse avantaje, ca: reducerea timpului de reglaj, eliminarea timpilor morţi. o mai mare productivitate a maşinilor, un mai mare randament, o mai mare precizie, reducerea preţului pentru controlul pieselor, reducerea rebuturilor, economii la dispozitive (came, gabarite), economie de spaţiu pentru depozitarea dispozitivelor, reducerea timpilor pentru prepararea comenzilor şi o mai mare supleţe în fabricaţie. Inconvenientele rezultînd din comanda numerică sînt: necesitatea unui plan de lucru mult mai detaliat, costul mult mai ridicat al maşinilor, cost orar de fabricaţie mult mai ridicat şi condiţii mai severe de îndeplinit de personalul de întreţinere. Autorul prezintă diferitele forme de comandă numerică: comanda punct cu punct, comanda liniară şi comanda prin conturnare. Se analizează secvenţele de informaţii într-o maşină-unealtă cu comandă numerică, sursele de informare, ca desenele, planurile de lucru şi totalitatea datelor tehnice şi tehnologice, precum şi vitezele de prelucrare, programarea în biroul de programare, memorizarea programării pe cartele perforate, bandă perforată sau bandă magnetică, cititorul de bandă, tratarea informaţiilor pentru aflarea valorilor teoretice, determinarea valorilor reale pe maşină, măsurarea analogică a deplasărilor, măsurarea digital-incrementală a deplasărilor, măsurarea digitală absolută a deplasărilor, compararea valorilor teoretice şi reale, comanda maşinii într-un circuit închis şi informaţiile de comandă care privesc viteza şi sensul de rotaţie a broşei, mărimea deplasării şi schimbarea sculelor. În ceea ce priveşte controlul respectării valorilor livrate maşinilor şi poziţiei în care se găsesc realmente diferitele cărucioare, ele sînt măsurate şi transmise comenzilor. trebuie deci folosite sisteme de măsură de poziţie care funcţionează după diferite metode ca: sisteme de măsură analogice, sisteme de măsură digitală incrementală sau sisteme de măsură digitală absolută.

Maşina model 3623 pentru ascuţirea electrochimică a cuţitelor. E. E. Ţofin. În: Stanki i instrument, nr. 9, 1967.

Rectificarea electrochimică a aliajelor dure şi a altor materiale greu prelucrabile are o largă răspîndire în industrie, fiind între altele utilizată la ascuţirea cuţitelor. Această operaţie se execută cu pietre de diamant, între piatră şi cuţit fiind vehiculat electrolitul străbătut de un curent de joasă tensiune. Eficienţa procesului depinde de caracteristicile pietrei, regimul de prelucrare, concentraţia şi metode de antrenare a electrolitului etc.

Printre maşinile folosite la operaţia menţionată se numără şi maşina model 3623, utilizînd piatră tip ACK, 200 × × 20 × 75 mm.

De-a lungul ghidajelor batiului *1* (fig. 1) se deplasează pe role căruciorul *2*. În partea superioară a căruciorului este montată păpuşa de rectificat, pe ghidaje cu bile montate cu strîngere. Mişcarea oscilatorie longitudinală a păpuşii în limitele 0—300 mm, se realizează cu ajutorul excentricului *3*, pentru variaţia mesei fiind folosită rola intermediară *5*. Poziţia rolei *5* este stabilită cu maneta *6*, plasată în partea laterală a căruciorului.

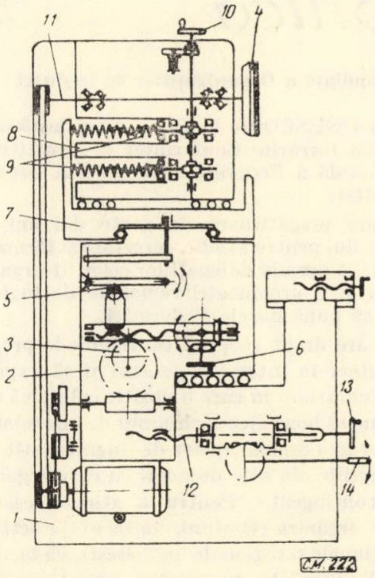


Fig. 1

Păpuşa de rectificare cuprinde două părţi principale: partea inferioară *7*, care se deplasează pe cărucior în planul perpendicular pe axa arborelui maşinii realizînd avansul longitudinal şi partea superioară (arborele portant) *8*, care se deplasează în raport cu partea inferioară pe ghidaje cu bile montate cu strîngere, realizînd avansul transversal. Prin intermediul celor două arcuri *9*, partea superioară *8* se sprijină pe lagăre fixate în partea inferioară *7*. Tensiunea arcurilor se reglează de la maneta *10* în vederea stabilirii forţei de aplicare a pietrei *4* pe cuţitul de ascuţit.

Căruciorul *2* poate fi deplasat manual în direcţie transversală cu ajutorul şurubului *12* antrenat de la maneta *13*; deplasarea rapidă se cuplează de la maneta *14*. Pe arborele *11* este calat un inel de cupru în contact cu peria de transmitere a curentului electric la piatră. Al doilea pol este plasat pe masa maşinii. Ghidajele pentru deplasarea transversală şi partea superioară a păpuşii sînt izolate de partea inferioară prin garnituri.

Alături de mașină este așezat rezervorul cu instalația de decantare a electrolitului. Electrolitul este transmis continuu în zona de așchiere și în centrul pietrei *4* printr-o duză. În zona centrală a pietrei este plasat un disc de material plastic, asigurînd o bună umezire a stratului diamantin cu electrolit. Aparatura electrică de alimentare a transmisiei este montată pe batiu, iar aparatura de alimentare cu curent tehnologic constituie un agregat separat. Drept sursă de curent tehnologic se folosește un redresor a cărui tensiune de ieșire poate fi reglată la 8, 6 și 4 V, intensitatea ajungînd pînă la 300 A.

Ascuțirea cuțitelor pentru strunjire exterioară, frontală și de retezat se execută pe dispozitive montate pe masa mașinii. Pentru a mări eficiența procesului, piatra de rectificat trebuie să fie riguros echilibrată, bătaia frontală maxim admisibilă fiind de 0,02 mm. În caz de îmbîcsire, piatra se curăță cu bară de carborund cu granulație 40.

Caracteristicile tehnice ale mașinii sînt următoarele:

dimensiunile cuțitelor de ascuțit	10 × 16...40 × × 50 mm
lungimea maximă a cuțitelor de ascuțit	300 mm
dimensiunile mesei	200 × 500 mm
distanța între arborele mașinii și masă	220 mm
turația pietrei	2 100 rot/min
puterea transmisiei principale	2,2 kW
gabarit (lungime × lățime × înălțime)	1 220 × 1 110 × × 1 655 mm
greutatea cu completul de dispozitive și accesorii	800 kg
gabaritul redresorului (lungime × lățime × înălțime)	635 × 550 × 1 365 mm
greutatea redresorului	210 kg

Cronică

Federația Mondială a Organizațiilor de Ingineri

În Palatul UNESCO de la Paris, s-au desfășurat între 4 și 7 martie 1968 lucrările Conferinței de constituire și prima Adunare generală a Federației Mondiale a Organizațiilor de Ingineri (FMOI).

O activitate pregătitoare de peste doi ani cu sprijinul Departamentului pentru studii, cercetare și formare a cadrelor din UNESCO, a permis delegațiilor celor 61 organizații naționale și ai celor 5 organizații regionale de ingineri care au participat* să pună bazele Federației.

Federația are drept scop să contribuie la progresul profesiunii de inginer în interesul general și să exprime punctul de vedere în chestiuni în care o poziție colectivă este posibilă. Ea își propune să încurajeze schimbul de informații și să înlesnească cooperarea organizațiilor de ingineri atît între ele, cît și cu organizațiile din alte domenii cu care organizațiile inginerești au contingență. Pentru a atinge aceste obiective, Federația va organiza reuniuni, va încuraja activitatea organizațiilor naționale și regionale inginerești, va facilita schimbul de informații între ele, va studia proiecte speciale privind probleme care interesează asociațiile membre și va favoriza cooperarea cu organizații guvernamentale și neguvernamentale

După adoptarea statului provizoriu, adunarea generală a examinat unele probleme de interes general care să stea la baza programului viitor de activitate.

Un loc principal l-a ocupat problema formării și perfecționării profesionale a inginerilor. A reieșit că activitatea desfășurată în acest domeniu în diferite țări și pe plan regional constituie premise valoroase pentru cunoașterea și înțelegerea reciprocă a metodelor, a nivelelor de formare și calificare. Un comitet de experți urmează a se constitui în vederea studierii și valorificării experienței existente atît la organizațiile naționale și regionale de ingineri, cît și la unele organizații specializate. Studiul va cuprinde și zona încă insuficient studiată a preocupărilor pentru pregătirea tehnicienilor, pornind chiar de la definirea exactă a sferei noțiunii de tehnician, a atribuțiilor ce le revin în diferite țări, astfel încît aportul lor în producție să fie cît mai eficient.

Au fost examinate implicațiile creșterii vertiginoase a volumului literaturii tehnice asupra metodologiei de cercetare și valorificare a documentării. Un comitet de experți va fi chemat să studieze posibilitățile de coordonare a activității de documentare din țările care folosesc în acest scop calculatoarele, în vederea universalizării schimburilor, ținînd totodată seamă de cerințele cadrelor tehnice din țările nedotate încă cu aparatură modernă.

Pentru a răspunde cît mai bine sarcinii sociale ce revine inginerilor în dezvoltarea economiei fiecărei țări în pas cu tehnica modernă s-a propus, ca în programul de activitate al FMOI să fie cuprinsă și preocuparea pentru căile privind utilizarea operativă în practica inginerească a rezultatelor cercetării științifice.

Printre organizațiile inginerești care au constituit FMOI este și Consiliul Național al Inginerilor și Tehnicienilor care a participat printr-o delegație formată din Dr. ing. Oliviu Rusu, vicepreședinte al CNIT și ing. Alexandru Teodoru, membru al CNIT.

Numeroase propuneri ale Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor exprimate în aceste probleme în cadrul dezbaterilor au obținut consensul delegațiilor prezente, ceea ce a determinat includerea lor în statutul și rezoluțiile corespunzătoare ale conferinței.

A fost ales Comitetul Executiv al FMOI sub conducerea Dr. Eric Choisy, eminent inginer elvețian.

Viitoarea Adunare generală va avea loc în octombrie 1969 la Beirut (Liban).

FEANI (Federația europeană a asociațiilor naționale de ingineri);
UPADI (Uniunea panamericană de ingineri);
CEC (Conferința asociațiilor de ingineri din Commonwealth);
EUSEC (Conferința societăților de ingineri din Europa occidentală și și S.U.A.);
Federația inginerilor arabi.

Revista Revistelor

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 1/1968: *Halfin, M. A.* — Creşterea eficienţei tractorului „Kiroveţ" K—700; *Solonski, A. S.* — Căile de îmbunătăţire a calităţilor de accelerare ale tractoarelor rapide cu roţi; *Nafikov, M. Z.* şi *Poliakov, I. S.* — Calculul rezistenţei la înaintarea tractorului; *Koiba, N. Ia.* ş.a. — Influenţa depresiunii la admisiune şi a contrapresiunii la evacuare asupra indicilor motorului SMD—14 turbosupraalimentat; *Micikin, I. A.* — Asupra determinării diametrului orificiilor pulverizatorului la injectoarele de tip închis; *Libţis, S. E.* — Asupra problemei determinării puterii optime de perspectivă pentru tractoarele din clasa 0.6 t; *Trepenenkov, I. I.* şi *Nisnevici, A. I.* — Unele metode de economisire a pieselor de schimb pentru tractoare; *Kuperşmidt, V. L.* şi *Efroş, V. V.* — Influenţa raportului de comprimare asupra caracteristicilor de pornire ale motoarelor Diesel cu cameră de ardere unitară; *Zaiţev, G. Z.* şi *Burgsdorf, I. I.* — Tensiunile remanente — criteriu de alegere a regimurilor de durificare prin deformare superficială; *Strelbeţki, V. F.* — Caracteristicile de sarcină ale organelor de lucru ale plugurilor şi grapelor cu discuri; *Loghinov, V. E.* şi *Vorobiev, V. I.* — Indicii energetici ai batozelor de in la diferite productivităţi; *Eliseev, V. A.* şi *Suundeev, A. A.* — O nouă metodă de încărcare a concasoarelor cu ciocane, cu avans radial; *Batiaev, F. J.* — Studiul experimental al separatorului fotoelectric; *Tenenbaum, M. M.* ş.a. — Asupra creşterii durabilităţii pompelor cu deflector ale maşinilor de irigat; *Sukimonov, I. S.* şi *Kaplanov, A. M.* — Asupra determinării mărimii optime de rotaţie a organelor de lucru ale aparatului de fărîmiţare a tulpinelor; *Dimitrienko, L. P.* — Dispozitiv pentru măsurarea individuală a cantităţii de lapte muls; *Ghernikov, V. G.* — Maşini noi pentru cultivarea inului; *Şulte, Iu. A.* şi *Serstink, A. A.* — Creşterea durabilităţii zalelor tractoarelor cu şenile; *Olkov, G. A.* — Presă pentru demontarea şi montarea reductorului tractorului T—100 M; *Ghinzburg,' Iu. V.* şi *Iosnov, A. A.* — Tractoare pentru utilizări industriale la Expoziţia internaţională de utilaje miniere de la Moscova.

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 2/1969: *Sidelnikov, M. S.* — Tehnica nouă în anul 1968; *Porfenov, A. P.* — Asupra forţei nominale de tracţiune a tractoarelor agricole; *Lîşevskii, A. S., Uşret, L. Ia.* şi *Koşman, E. I.* — Utilizarea parametrilor adimensionali pentru determinarea duratei injecţiei la motoarele diesel; *Virabov, R. V.* — Determinarea vitezei unghiulare de patinare finală a ambreiajului şi calculul volantului motorului de tractor; *Starostin, V. N.* — Determinarea etanşării şi jocului mediu la elementele plonjoare; *Gredeskul, A. B.* ş.a. — Stand dinamometric cu tambure cu şanţuri pentru încercarea tractoarelor cu roţi; *Gudkov, A. N., Duşko, V. S.* şi *Lezebnîi, N, A.* — Studiul experimental al funcţionării regulate a combinei pentru recoltarea cerealelor; *Kravcenko, B. I.* — Asupra unghiului de deschidere al tăişului labelor de cultivator; *Miroşnikov, S. S.* — Caracterul uzurii muchiei segmenţilor netezi; *Lisiutin, V. P.* — Direcţia de tracţiune a organelor-disc pentru prelucrarea solului; *Roi, A. A.* — Asupra teoriei treierării seminţelor de ricin; *Gheorghiev, M. P.* şi *Prokopenko, S. F.* — Calculul parametrilor jetului de aer al pulverizatoarelor; *Sudit, J. M.* — Alegerea şi calculul dispozitivelor de pulverizare ale pulverizatoarelor moderne; *Severnev, M. M.* şi *Podlekarev, N. N.* — Uzura oţelului şi polimerilor în mediu de îngrăşăminte minerale; *Griţaenko, V.I.* şi *Şerstink, D. S.* — Concasor de nutreţ cu ciocane KDM—2,0 A; *Tatarciuk, G. M.* şi *Hodeş, I. V.* — Stand pentru încercarea transmisiilor de tractor; *Moncenko, V. P.* şi *Eremenko, N. F.* — Dornuirea orificiilor în bucşe cu pereţi groşi; *Kotliar, E. I.* şi *Cerniak, A. Ia.* — Dependenţa preţului pe tractor de indicii săi calitativi; *Mişcenko, V. I.* — Planificarea atelierelor auxiliare în noi condiţii de organizare; *Nesterov, N. N.* — Utilizarea încărcătorului de siloz PSN — la fărîmiţarea plantelor rădăcinoase; *Şarov, N. M.* — Dispozitiv electronic pentru controlul funcţionării semănătoarelor.

Stanki i instrument, nr. 1/1968: *Ivolghin, A. I.* — Determinarea eficienţei economice a utilizării maşinilor-unelte universale; *Rabkin, A. L.* — Creşterea productivităţii maşinilor de detalonat; *Alekseev, P. G.* — Creşterea rezistenţei la uzură a pieselor de oţel prin durificare superficială; *Naidis, V. A.* şi *Spivak, L. M.* — Alegerea tipului de transmisie electrică pentru deplasarea principală la maşinile de rectificat interior; *Sarkisov, E. F., Draniţki, L. V.* şi *Rozman, Ia. B.* — Eficienţa unor transmisii cu comandă magnetică şi electromagnetică; *Enikeev, H. M.* — Scheme cinematice raţionale pentru cutiile de viteze; *Portman, V. T.* şi *Aleksander,* V. *R.* — Măsurarea uzurii ghidajelor maşinilor-unelte de precizie; *Levina, Z. M.* — Determinarea presiunii maxime pe ghidaje cu considerarea jocurilor; *Nijnik, E. G.* — Metodă grafoanalitică pentru calculul de rezistenţă al arborilor; *Daniliuk, P. M.* — Măsurarea abaterilor de contur ale roţilor conice cu dinţi drepţi; *Vaghin, P. T.* — Danturarea roţilor dinţate de module mari cu freze-disc de aliaje dure; *Kricialo, G. A.* — Rodarea roţilor dinţate cu module mici ale transmisiilor conice; *Spak, A. I.* — Studiul indicilor de calitate ai suprafeţei de lucru a roţilor dinţate cilindrice cu module mici; *Kogan, G. I., Ovumian, G. G.* şi *Fradkin, E. I.* — Freză-melc pentru prelucrarea dinţilor cu racordare la bază; *Milştein, M. Z., Zaharenko, I. P.* şi *Vdovin, G. P.* — Şevere-disc cu dinţi raportaţi; *Zotov, V. D., Jurin, V. N.* şi *Evgraşin, P. S.* — Cap de forţă cu schimbarea automată a sculei; *Bobrik, P. I.* şi *Rahman-Zade, A. Z.* — Materiale pentru sculele utilizate la frezarea rapidă a metalelor şi aliajelor neferoase; *Iakubson, S. B.* — Controlul profilului frezelor-melc; *Krasnov, V. P., Turover, M. A.* şi *Jevlev, O. L.* — Utilizarea pietrelor cu diamant pentru detalonarea frezelor-melc de aliaje dure; *Rogov, V. A.* — Dispozitiv de rotaţie a arborelui maşinii de ascuţit cu diamant; *Eliseev, N. N.* — Bucşe conică excentrică pentru reglarea coaxialităţii centrelor la maşinile-unelte; *Ivanov, E. V.* — Pinolă universală pentru strunguri de filetat; — Maşini-unelte noi.

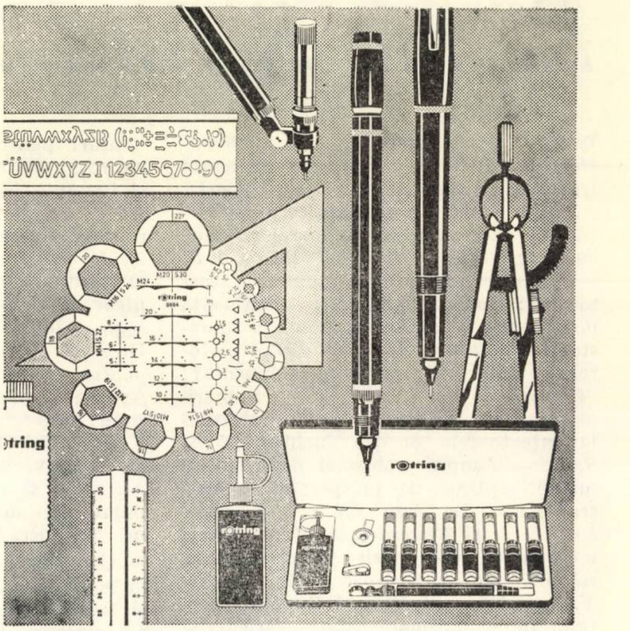
Stanki i instrument, nr. 2/1968: *Gorelik, G. I., Vasilevski, M. Ia.* şi *Ligum, N. Ia.* — Instalaţii tipizate de transport şi strîngere pentru linii automate cu dispozitive — sputnic; *Esterzon, M. A.* şi *Razdievskii, D. V.* — Schimbarea de grup a sculelor aşchietoare la liniile automate; *Kulikov, S. I.* şi *Rizvanov, F. F.* — Analiza schemelor păpuşilor fixe ale maşinilor de honuit; *Filatov, V. P.* — Forţele care acţionează maşina la prelucrarea roţilor dinţate conice cu dinţi circulari; *Leikoh, L. M.* — Metodă de evaluare a eficienţei rectificării moderne; *Golovizin, A. S.* şi *Iakimov, A. V.* — Jocul de forţe la rectificarea roţilor dinţate conice cu dinţi circulari; *Fedorov, B. A.* — O nouă metodă de calcul al diametrului şaibelor transmisiilor cu curele; *Bîhovskii, L. B.* — Geometria suprafeţelor elicoidale; *Homak, S. A.* şi *Stoianovskii, G. M.* — Reglarea maşinilor de danturat pentru prelucrarea roţilor hipoide cu dinţi mici; *Degtiarev, O. N.* — Descifrator de cod „2 din 5" pentru sistemul de indicare cifrică; *Salnikov, O. A., Istomin, A. A.* şi *Hlapov, G. I.* — Bloc de pornire şi frînare cu semiconductori; *Konovalov, E. G.* şi *Rabinovici, E. E.* — Broşe de aliaj dur pentru prelucrarea orificiilor; *Toliankov, M. Ia., Grinkot, Ia. B.* şi *Gaz, M. S.* — Borştangă pentru alezarea de precizie a orificiilor cu diametre mici; *Lomakin, K. E.* — Freze-melc globoide cu dinţi raportaţi; *Iakovlev, F. I.* — Ceanurarea la temperaturi joase a sculelor de oţel rapid; *Samarina, L. A.* — Analiza preciziei geometrice a platourilor cu trei bacuri cu autocentrare; *Jurin, B. F.* — Maşini de frezat prin copiere produse în străinătate; *Telingater, V. S.* — Dispozitive de protecţie pentru ghidajele maşinilor-unelte; *Vîşotkii, G. P.* — Ascuţirea cuţitelor de aliaje dure cu dimensiuni mari; *Neumoin, A. F.* şi *Bulanov, B. A.* — Maşină pentru rectificarea suprafeţei posterioare a dinţilor broşelor plane; *Ivlev, V. N.* — Rectificarea orificiilor mici cu discuri de diamant.

Die Technik, nr. 1/1968 : *Schilling, W.* — Rolul organizației muncii în progresul tehnico-științific ; *Zipfel, M.* — Revoluția științifico-tehnică și legislația capitalistă asupra brevetelor ; *Gericke, R.* — Decizii bazate pe criterii economice în cercetarea industrială ; *Menche, H.F.* — Criterii de utilizare economică a instalațiilor de tratament electronic al informațiilor ; *Forker, W.* și *Franke, L.* — Asupra bazelor tehnice ale tratamentului electrochimic al metalelor ; *Von Ardenne, M.*, *Roth, H.* și *Wengel, B.* — Optimizarea pompelor de pulverizare ionică ; *Fischer, S.* — Măsurarea temperaturilor înalte în curent de gaz cu ajutorul termocuplelor ; *Heyne, H.* — Generatorul cu curent continuu de raze X „Tu R'' M61 pentru controlul microstructurii — aparat pentru încercarea materialelor în cercetare și industrie ; *Brussig, P.* — Utilizarea zincului și cadmiului în galvanoplastie ; *Korwien, H.* — 10 ani de protecție climatică ; *Fischer, E.* — Metrologia în cadrul Expoziției IMEKO IV.

Buletin technique du Bureau Veritas, nr. 1/1968 : *Monceaux, F.* — Biroul Veritas și automatizarea navalor ; *Van der Wal* — Studii asupra dezvoltării viitoare a unui motor diesel de mare putere ; *Krietemeijer, J.H.* — Construcția navelor mari din materiale plastice ; *Crul, J.J.J.* — Dezvoltarea transportului cimentului neambalat în Olanda ; Noutățile Biroului Veritas.

Mașinostroitel, nr. 1/1968 : *Vinogradov, K.K.* — Construcția de mașini și progresul tehnic ; *Soloviev, S.A.* ș.a. — Dispozitiv pentru măsurarea rugozității ; *Derunov, P.F.*— Coeficienții organizării științifice a muncii ; *Evseev, P.P.* — Realizări valoroase ale muncitorilor din Berdiansk ; *Goldinov, V.I.* — Organizarea științifică a muncii la locul de lucru ; *Zvorikin. A.A.* — Sociologia muncii ; *Radcenko, B.G.* — Cercetări creatoare ; *Kulikov, S.I.*, *Romanciuk, V.A.* și *Rizvanov, F.B.* — Sisteme de comandă a ciclurilor de lucru ale mașinilor de honuit ; *Romanovski, B.V.* — Nomograma pentru determinarea parametrilor frezei ; *Blizniuk, V.P.* și *Kaț, R.G.* — Șaibe elastice ; *Svecinikov, V.E.* — Masă universală de montaj ; *Sarova, N.* — Standardizarea și progresul ; *Steingart, M.D.* — Utilaje noi ; *Grov, P.G.* — Semiautomat pentru îndoirea urechilor la capetele arcurilor ; *Volkov, V.A.* — Piesă semiautomată ; *Birștein, M.M.* — Jocuri de lucru ; *Libiokov, A.G.* — Utilizarea depozitelor ; Raționalizarea utilizării tehnicii de calcul în întreprinderi ; *Sofronov, N.V.* — Dispozitiv pentru fixarea frezelor ; *Aleksandrov, V.E.*, *Flevițki, Iu. V.* și *Nicolaevski, N.A.* — Măsurarea vibrațiilor mașinilor manuale ; *Utin, I.A.* și *Șandrenko, G.I* — Creșterea durabilității roților de macara ; *Konovalov, E.G.* și *Ghik, L.A.* — Cuțite autoreglabile ; *Volohov, V.A.* — Dispozitiv pentru normatori.

Mașinostroitel, nr. 2/1968 : Congresul constructorilor de mașini ; *Șehov, B.V.* — Producția și estetica ; *Ustinov, A.G.* — Nivelul estetic al mediului industrial ; *Lapin, Iu. S.* — Graficul de atelier ; *Blohin, V.V.* — Coloritul funcțional ; *Pinciuk, T.A.* — Lacuri și vopsele pentru interiorul întreprinderilor ; *Krol, T.J.* — Iluminatul artificial în producție ; *Kovalciuk, T.P.* — Metode electrofiziologice de apreciere a utilajelor ; *Erman, N.N.* — Estetica halelor de turnătorie ; *Așkinazi, B.I.*, *Stoliarevskii, G.M.* și *Spanin, M.G.* — Din experiența esteticii de producție ; *Tarzimanov, G.A.* — Cerințe moderne în proiectarea organelor ; *Tihonov, Iu. N.* — Muzica și producția ; *Ilina, N.I.* — Spațiile verzi în întreprinderile industriale ; *Jeleznova, N.L.* — Costum de lucru ; *Ușakov, A.I.*, *Eremin, Iu. A.* și *Piskarev, V.D.* — Platou universal cu manșoane de strîngere ; *Kabanovskii, L.N.*, *Putienko, V.K.* și *Levina, G.S.* — Prelucrarea cu diamant a sculelor de aliaje dure refulate la rece ; *Sirnev, G.S.* — Refularea pieselor axiale ; *Razin, V.K.* și *Kuznețov, V.I.* — Electrorefularea semifabricatelor pentru cuțite ; *Proscurin, I.G.* — Utilizarea fondurilor de bază ale uzinei ; *Gorelov, A.B.* — O nouă freză frontală ; *Udalov, B,A,* — Ștanță pentru presarea pieselor circulare ; *Cekov, I.M.* — Ventile conice ; *Musilovici, S.M.* — Dispozitiv de frezare ; *Morozov, A.I.* — Distribuitor de aer pentru transmisii pneumatice ; Mașini-unelte maghiare la Tîrgul internațional de la Budapesta ; *Kokorev, V.K.* — Mașină pentru poansonarea pieselor ; *Eremeev, A.I.* — Noi tipuri de conteinere.



rotring
macht das Zeichnen leichter

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuș Rapidograph, primul stilou cu tuș din lume, cu sistem tubular și mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm.
Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raționalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.
Pentru scrierea curată și exactă, Rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.
Special pentru desenul pe material plastic a fost confecționat stiloul cu tuș Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de sofir, pentru 7 grosimi de linii de la 0,2 la 1,2 mm.
De asemenea, a fost adaptat pentru tușuri dizolvante de folii și solubile în apă.
Cu Rotring se poate desena mai ușor — mai repede — mai rațional!

- Asigură o durată lungă de funcționare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
- Ușurează alegerea grosimii necesare
- Trasează linii uniforme cu margini bine definite
- Asigură lucrări curate
- Are un rezervor de tuș de mare capacitate
- Se reîncarcă în mod simplu
- Se poate curăța ușor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile în cazurile în care se cere o înaltă precizie: stilou de tuș, tuș de desen, șablon de scris și desenat, linii, echere compasuri.

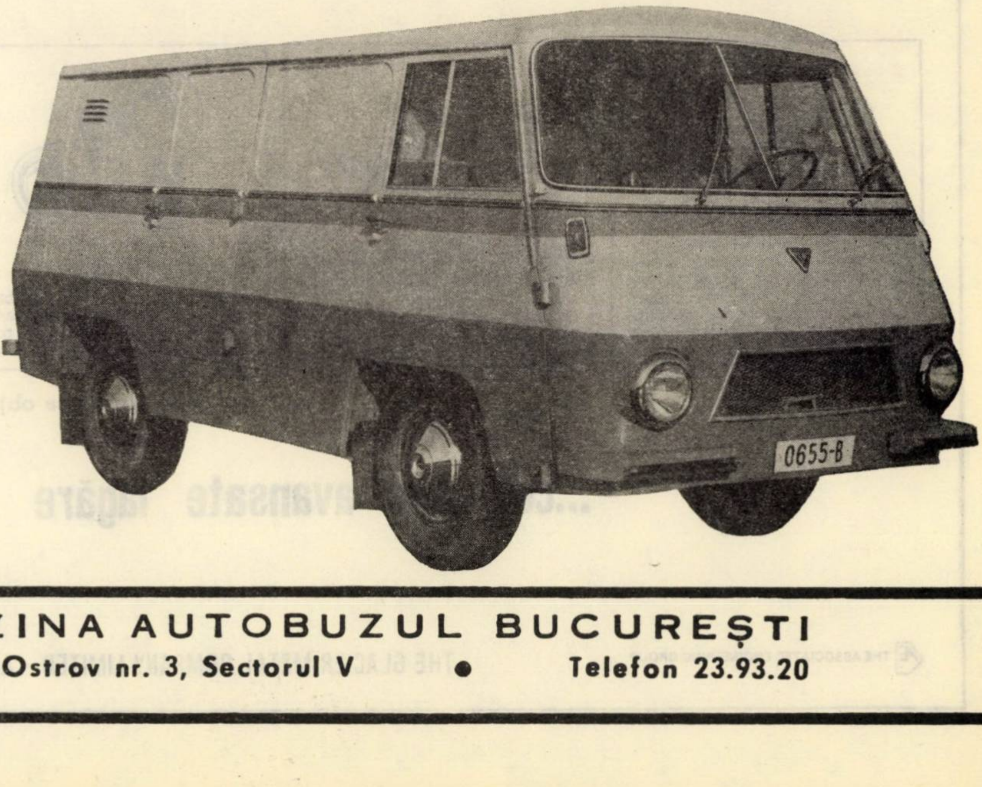
RIEPE - WERK — 2 Hamburg, 54
Postfach 13 529
Republica Federală a Germaniei

Vă rugăm cereți prospecte !

uzina autobuzul bucureşti

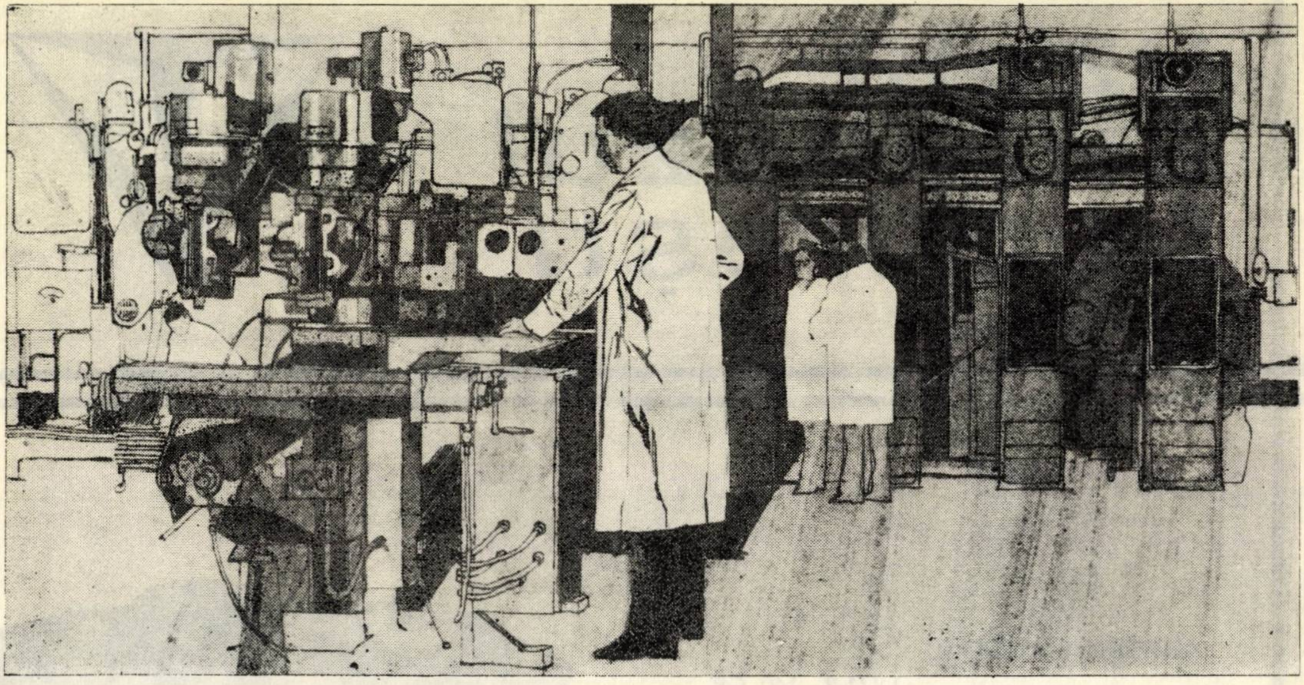
produce:

AUTOBUZE RUTIERE	TV71-R, 140 CP
AUTOBUZE RUTIERE	TV20-R, 140 CP
AUTOBUZE URBANE	TV20-U, 140 CP
TROLEIBUZE	TV20-E, 75 kW
TROLEIBUZE ARTICULATE	TV2-EA, 130 kW
MICROBUZE	TV41-M, 70 CP
AUTOFURGONETE	TV41-F, 70 CP
AUTOSANITARE	TV41-S, 70 CP
AUTOCAMIONETE	TV41-C, 70 CP



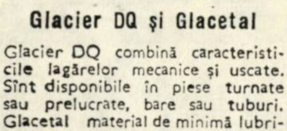
UZINA AUTOBUZUL BUCUREŞTI

Str. Ostrov nr. 3, Sectorul V ● Telefon 23.93.20



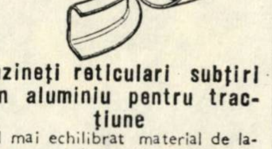
pentru concepția cea mai avansată în prezent...

Glacier Metal Company se găsește în fruntea activității de proiectare și dezvoltare a lagărelor. Această poziție este asigurată printr-o continuă activitate de cercetare. Tehnologii de la Glacier, lucrînd la problemele de viitor din domeniul lagărelor, au înzestrat industria mondială cu o gamă largă de formule constructive și materiale noi. Produsele dezvoltate în laboratoarele Glacier formează cea mai cuprinzătoare gamă disponibilă de lagăre care sînt fabricate și comercializate internațional printr-o rețea de peste 130 licențiari, reprezentanți și agenți. **Bucșe Glacier.** Fabricația de precizie în cantități mari permite lui Glacier să ofere o gamă largă de lagăre de înaltă calitate la prețuri reduse. Acestea sînt realizate în dimensiuni metrice și în țoli de la 3 mm la 120 mm și de la 1/8 "la 7", putînd fi livrate direct din stocurile existente, în trei tipuri. **Plumb/bronz.** Pentru ungere cu ulei sau unsoare consistentă. **Glacier DU.** Pentru aplicații fără ungere funcționînd eficient pe un mare interval de temperaturi. **Glacier DX.** Special realizate pentru aplicații cu preungere sau pentru condiții de lubrificație minimă. O gamă de rondele pentru pivoți și semisfere este disponibilă în Glacier DU și Glacier DX.



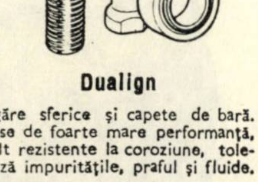
Glacier DQ și Glacetal

Glacier DQ combină caracteristicile lagărelor mecanice și uscate. Sînt disponibile în piese turnate sau prelucrate, bare sau tuburi. Glacetal material de minimă lubrificație pentru rondele de pivoți și piese similare



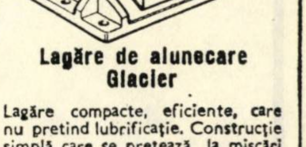
Cuzineți reticulari subțiri din aluminiu pentru tracțiune

Cel mai echilibrat material de lagăre pentru încărcări mari, pentru motoare diesel și cu benzină.



Dualign

Lagăre sferice și capete de bară. Piese de foarte mare performanță, înalt rezistente la coroziune, tolerează impuritățile, praful și fluide.



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte, eficiente, care nu pretind lubrificație. Construcție simplă care se pretează la mișcări în orice direcție. Funcționează îndelungat cu întreținere minimă.

La cerere se poate obține îndrumare pentru proiectare

...cele mai avansate lagăre

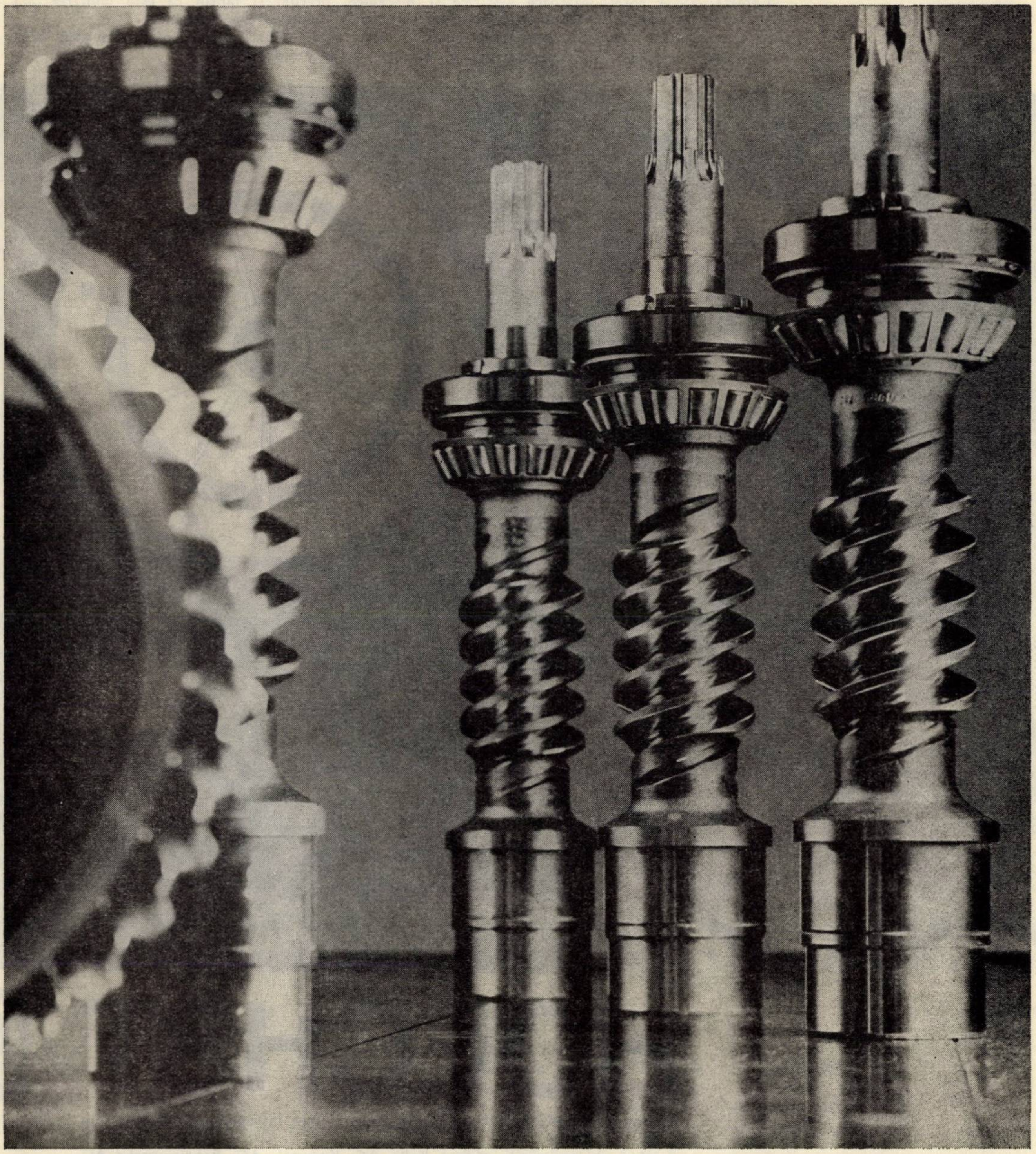
GLACIER

1967

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

Date precise despre rezistenţa la rupere? Puteţi să obtineţi!



Insă nu veţi avea nevoie de aceste valori. Dece?
Deoarece seturile de roţi elicoidale – Mutax, interschimbabile, fabricate în serie, suportă o deformare elastică foarte mare, fiind deci potrivite pentru mari suprasolicitări.
Deoarece dantura în evolventă, de mare capacitate, este rezistentă la uzură şi are o durată mare de serviciu chiar la transmitere extremă a energiei.
Henschel fabrică totodeauna în serie sau conform desenului beneficiarului, seturi de roţi cu capetele arboreluimelc degroşate la strung sau finisate, precum şi coroane dinţate cu sau fără butucul roţii fixat.
Luaţi legătura cu Henschel.

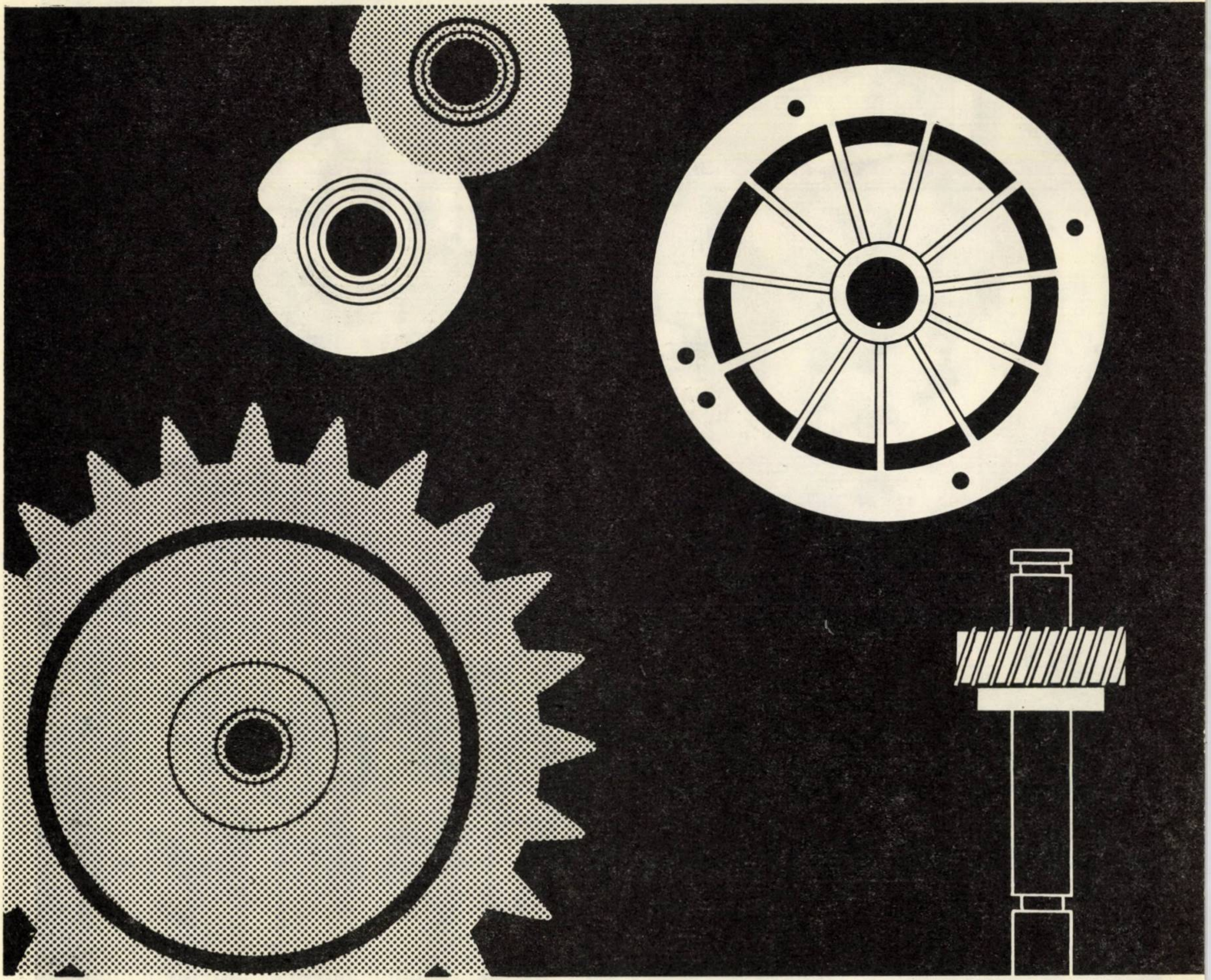
Consilierii noştri vă vor informa, fără nici o obligaţie din partea Dvs.

HENSCHEL

Rheinstahl Henschel AG.
Abt. EVA
35 Kassel / Western-Germany

HOECHST livrează: **®HOSTAFORM C**

Hostaform C este un copolimer de acetal cu proprietăţi superioare de rezistenţă, duritate şi tenacitate.
În afară de aceasta, acest material sintetic rămîne stabil în dimensiune chiar şi la umiditate. Pe baza acestor proprietăţi Hostaform C este întrebuinţat în special în domeniul tehnic. Datorită uzurii reduse şi a proprietăţilor sale antifricţiune, acest material plastic este indicat în special pentru fabricarea de roţi dinţate sau lagăre de alunecare.
Caracteristicile corespunzătoare electrice şi mecanice, precum şi faptul că este anhigroscopic, fac ca Hostaform C să fie un material prim valoros în industria electrotehnică.
În comparaţie cu metalele, densitatea redusă a materialului Hostaform C oferă avantaje suplimentare şi la executarea de piese pentru industria de automobile.



007018—R

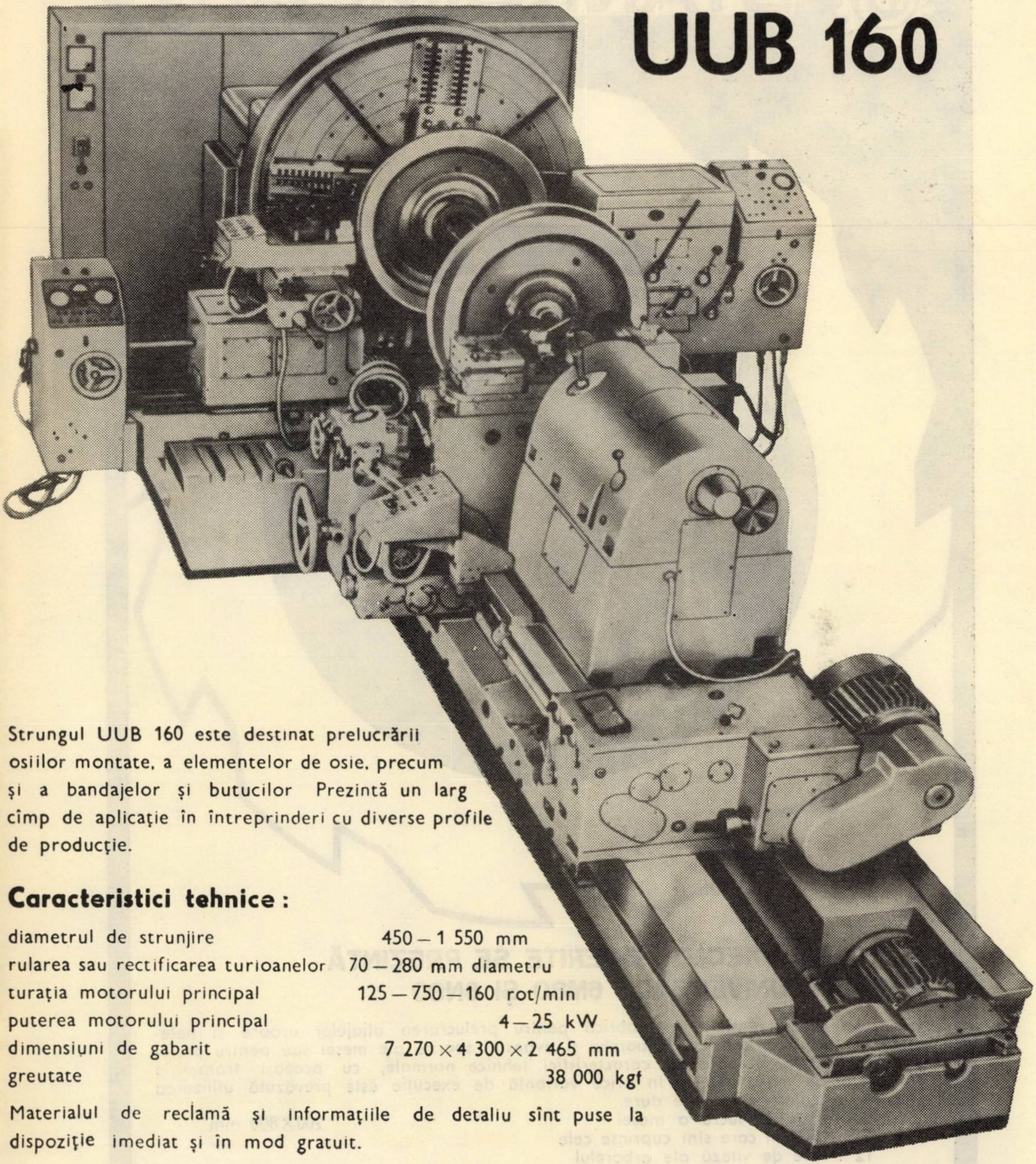
HOECHST

Farbwerke HOECHST AG este una dintre marile întreprinderi chimice din lume.
În afară de societăţile afiliate Kalle AG, Knapsack AG, Behringwerke AG şi Industriile chimice Albert, mai aparţin de industriile noastre Societatea Messer Griesheim GmbH, Societatea Friedrich Uhde GmbH şi alte companii din ţară şi din străinătate.
Programul de livrare cuprinde toate domeniile chimiei moderne: materii colorante, pigmenţi, tenside, materiale auxiliare pentru industria textilă, eteri de celuloză, produse intermediare, medicamente, substanţe chimice pure pentru industria farmaceutică, seruri, vaccinuri, materii prime pentru industria lacurilor, solvenţi, substanţe organice şi anorganice, ceruri, produse glicolice, fibre chimice, materiale sintetice, îngrăşăminte, mijloace pentru protecţia plantelor, folii, aparate şi produse pentru tehnica reproducerii, maşini, aparate şi unelte pentru tehnica sudurii şi tehnica temperaturilor joase, gaze industriale, precum şi planificarea şi construcţia de instalaţii pentru industria chimică.

FARBWERKE HOECHST — Republica Federală a Germaniei

Strung universal pentru osii montate

UUB 160



Strungul UUB 160 este destinat prelucrării osiilor montate, a elementelor de osie, precum şi a bandajelor şi butucilor. Prezintă un larg cîmp de aplicaţie în întreprinderi cu diverse profile de producţie.

Caracteristici tehnice:

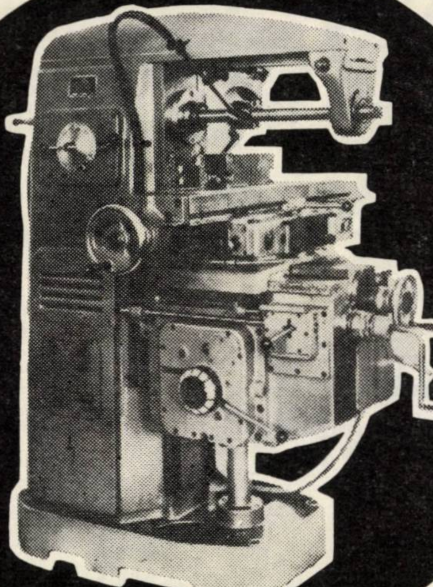
diametrul de strunjire	450 – 1 550 mm
rularea sau rectificarea turioanelor	70 – 280 mm diametru
turaţia motorului principal	125 – 750 – 160 rot/min
puterea motorului principal	4 – 25 kW
dimensiuni de gabarit	7 270 × 4 300 × 2 465 mm
greutate	38 000 kgf

Materialul de reclamă şi informaţiile de detaliu sînt puse la dispoziţie imediat şi în mod gratuit.

RAFAMET

Fabrică de maşini-unelte,
Kuźnia Raciborska, Polonia,
telefon 21, telex: 033245

STANKOIMPORT



ÎN PATRU EXECUȚII DIFERITE SE PREZINTĂ MAȘINILE UNIVERSALE 6M80 ȘI 6N80

La cerere mașinile se fabrică pentru prelucrarea aliajelor ușoare și neferoase cu turații ridicate ale arborelui și avansuri sporite ale mesei sau pentru prelucrarea metalelor feroase cu caracteristici tehnice normale, cu aceeași transmisie principală de mare putere. În orice variantă de execuție este prevăzută utilizarea efectivă a sculelor de aliaje dure.

Suprafața de lucru a mesei	200×800 mm
Domeniul în care sînt cuprinse cele 12 trepte de viteză ale arborelui	
seria I	50—2 240 rot/min
seria a II-a	36—1 600 rot/min
Domeniul în care sînt cuprinse cele 12 trepte de avans ale mesei	
seria I	16—710 mm/min
seria a II-a	25—1 120 mm/min
Puterea transmisiei principale	2,8 kW

Dispoziția accesibilă a manetelor și butoanelor de comandă, construcția originală și simplă a mecanismelor de schimbare a turației arborelui și a avansului mesei ușurează în măsură însemnată deservirea.

Informații detaliate la adresa:
Stankoimport, Smolenskaia-Sennaia, 32/34, Moscova G-200, U.R.S.S.

STANKOIMPORT * STANKOIMPORT

STANKOIMPORT * STANKOIMPORT

Cinci cicluri automate diferite pe aceeași mașină universală

Posibilitatea de reglare a mașinii universale de frezat 6M81 în cicluri automate, cu coborîrea mesei prin cursă inversă, este o garanție a preciziei și productivității de prelucrare a pieselor, de la producția de unicate pînă la producția de serie mare.

Comanda electrică și mecanică concentrată pe un singur panou ușurează și simplifică deservirea.

Toate deplasările mesei, inclusiv cele rapide, sînt comandate prin cuplaje electromagnetice de la o singură manetă.

Domeniul larg de reglaj al turației arborelui și al avansului mesei, puterea ridicată și rigiditatea fac posibilă prelucrarea economică a pieselor de fontă, oțel, metale neferoase și materiale plastice.

Dimensiunile mesei	250 × 1 000 mm
Domeniul în care sînt cuprinse cele 18 trepte de viteză ale arborelui	40 × 2 000 rot/min
Domeniul în care sînt cuprinse cele 18 trepte de avans ale mesei	20—1 000 mm/min
Puterea transmisiei principale	4,5 kW

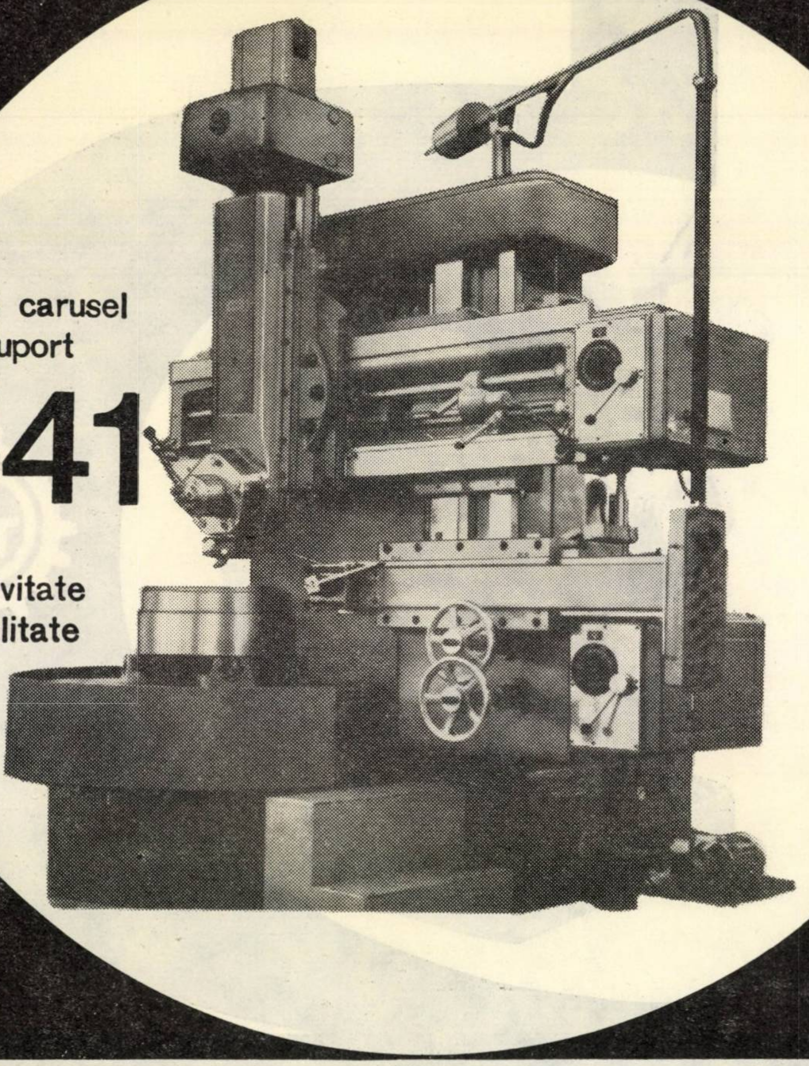
Informații detaliate la adresa:

STANKOIMPORT, SMOLENSKAIA — SENNAIA, 32/34, MOSCOVA • G-200 • U.R.S.S.

Strungul carusel
cu un suport

1541

putere
productivitate
universalitate



Diametrul de prelucrare	1 600 mm
Înălţimea de prelucrare	1 000 mm
Domeniul de reglaj al turaţiei planşaibei	4—200 rot/min
Domeniul de reglaj al avansului suporţilor	0,04—16 mm/rot
Puterea transmisiei principale	28 kW

Lagăre de precizie pentru reazemele planşaibei, roţi dinţate călite şi rectificate fabricate din oţel înalt aliat, reazemul inelar al planşaibei executat din material amortizor de vibraţii, mecanism electrohidraulic pentru cuplarea vitezelor planşaibei, comandă integrală de la distanţă.

La cerere, strungul poate fi reglat pentru prelucrarea unei anumite piese sau pentru utilizări universale, asigurînd:

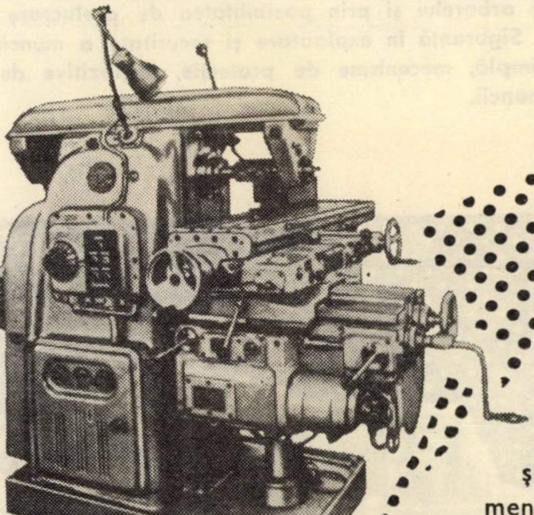
- prelucrare conică
- filetare
- prelucrarea suprafeţelor profilate
- funcţionarea în ciclu automat

STANKOIMPORT

STANKOIMPORT, SMOLENSKAIA – SENNAIA, 32/34, MOSCOVA G-200, U.R.S.S.

6M82SH 6M83SH

Putere mare
Rezistenţă şi rigiditate superioare ale organelor
Comoditate şi simplitate de comandă
Durată ridicată de funcţionare
Productivitate înaltă
caracterizează
MAŞINILE UNIVERSALE DE FREZAT 6M82Ş ŞI 6M83Ş



Maşinile pot fi utilizate la prelucrarea modelelor metalice complicate, ştanţelor şi matriţelor. La comandă suplimentară se livrează accesorii care amplifică posibilităţile maşinilor: capete divizoare universale, masă circulară rotitoare, capete de mortezat şi menghine rotitoare.

	6M82Ş	6M83Ş
Suprafaţa de lucru a mesei, mm	320x1 250	400x1 600
Domeniul de variaţie a turaţiei arborelui, rot/min		
la rotire	90—1 400	90—1 400
la deplasare orizontală	30—1 500	31,5—1 600
Domeniul de variaţie a avansului mesei, mm/min		
longitudinal şi transversal	23,5—1 180	25—1 250
vertical	8—390	8,3—416,6
Puterea electromotorului, kW	9,8	15,6

STANKOIMPORT

Prospecte suplimentare se solicită la adresa: Stankoimport, Moscova, G—200, U.R.S.S.
Telefon 44.21.32 — Telex: 179

PRECIZIA NECESARĂ, VITEZĂ ŞI PRODUCTIVITATE ÎNALTE DE PRELUCRARE SE OBŢIN PE STRUNGUL DE FILETAT

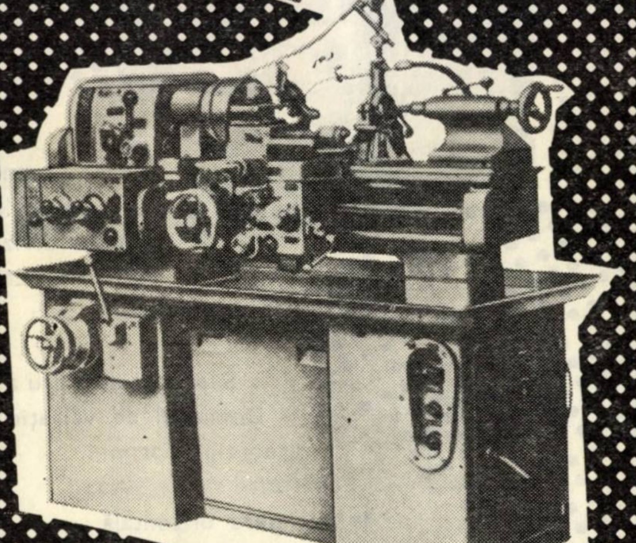
1P611

Construcţia strungului îmbină cu succes principiile de bază cu ultimele realizări ale gîndirii inginereşti.

Precizia de prelucrare este obţinută prin utilizarea lagărelor de calitate superioară, prin rigiditatea principalelor organe şi prin construcţia originală a arborelui.

Productivitatea strungului este asigurată prin turaţia ridicată a arborelui şi prin posibilitatea de prelucrare pe reazeme.

Siguranţă în exploatare şi securitate a muncii — deservire simplă, mecanisme de protecţie, dispozitive de securitate a muncii.



- Diametrul maxim de prelucrare 250 mm
- Distanţa între vîrfuri 500 mm
- Domeniul în care sînt cuprinse cele 14 trepte de viteză ale arborelui 33,5—3 000 rot/min
- Domeniul în care sînt cuprinse cele 24 trepte de avans ale suportului 0,05—0,7 mm/rot

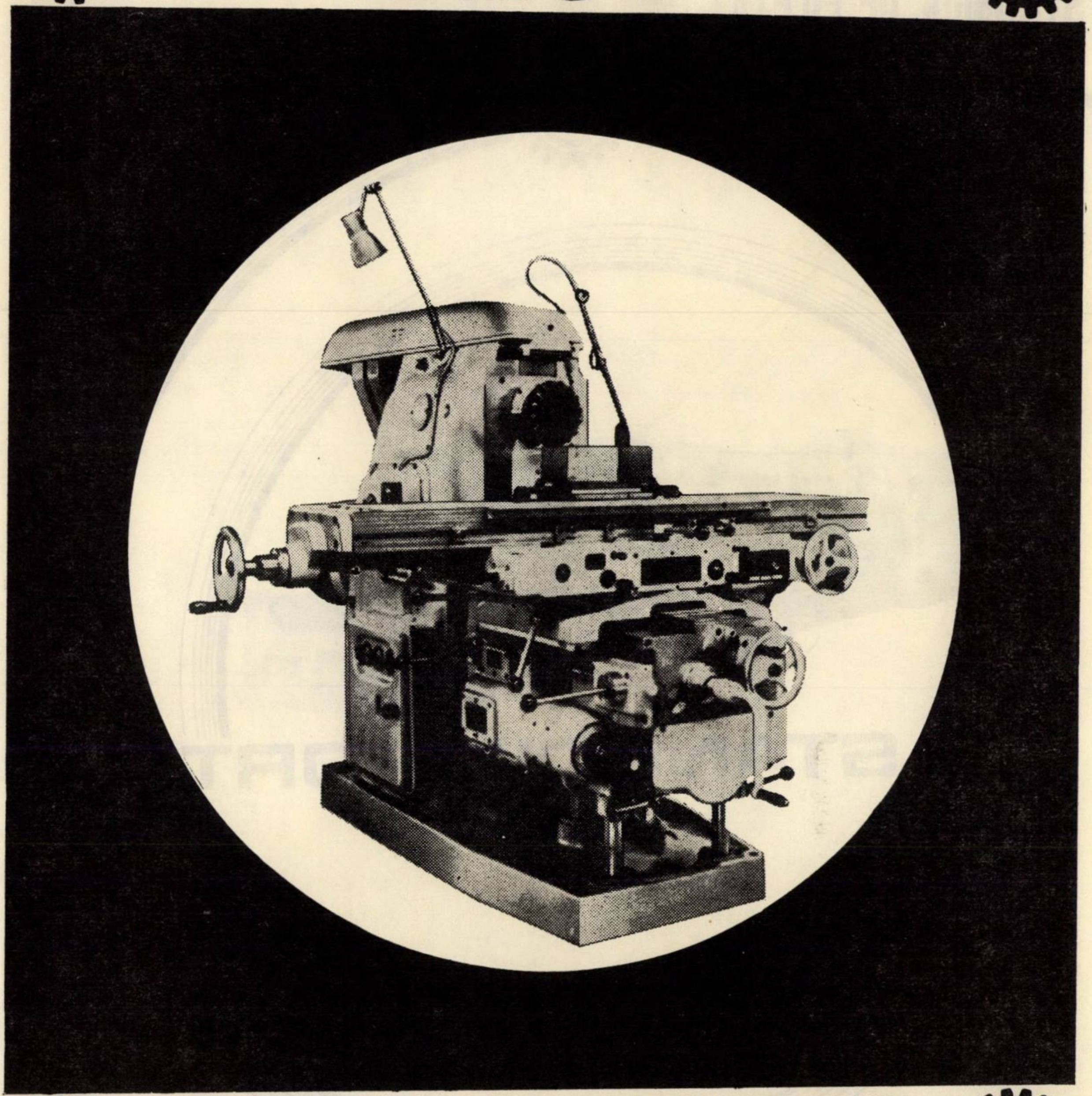
STANKOIMPORT

La cerere se trimit specialişti pentru montare şi punere în funcţiune

Informaţii detaliate la adresa :

Stankoimport, Smolenskaia-Sennaia, 32/34, Moscova G-200 — U.R.S.S.

6M83



STANKOIMPORT

DE LA PRODUCŢIA DE UNICATE PÎNĂ LA PRODUCŢIA DE SERIE MARE SE UTILIZEAZĂ ECONOMIC MAŞINA 6M83

Caracteristicile tehnice moderne şi rigiditatea înaltă a organelor şi subansamblurilor maşinii fac posibilă folosirea efectivă a celor mai moderne scule aşchietoare.

Datorită ciclului de funcţionare semiautomat (simplu sau alternativ) şi complet automat (pendular), un muncitor poate deservi mai multe maşini 6M83.

Comanda dublă şi construcţia originală a mecanismelor de schimbare a vitezelor şi a avansului scurtează timpul auxiliar la prelucrarea pe maşină.

Suprafaţa de lucru a mesei	1 600 × 400 mm
Domeniul în care sînt cuprinse cele 18 trepte de viteză ale arborelui	31,5—1 600 rot/min
Domeniul în care sînt cuprinse cele 18 trepte de avans ale mesei	25 — 1 250 mm/min
Viteza de deplasare rapidă a mesei	3 000 mm/min
Puterea transmisiei principale	10 kW

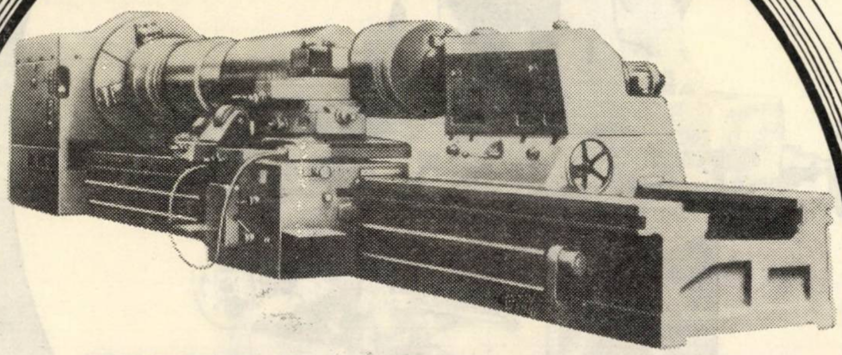
Se pot executa nu numai operaţii de frezare, ci şi operaţii de strunjire şi mortezare prin echiparea maşinii cu dispozitive speciale.

INFORMAŢII DETALIATE LA ADRESA:

STANKOIMPORT • SMOLENSKAIA—SENNAIA, 32/34 • MOSCOVA, G-200 • U.R.S.S.

AŞCHIEREA DE FORŢĂ SAU RAPIDĂ ESTE POSIBILĂ LA PRELUCRAREA PE STRUNGUL DE FILETAT

1A660



STANKOIMPORT

Transmisia sistem Leonard cu puterea de 55 kW şi rigiditatea organelor strungului permit să se prelucreze în bune condiţii piese de oţel şi fontă cu greutatea de 25 000 kg.

Diametrul de prelucrare pe batiu	1 250 mm
Distanţa între vîrfuri	6 300 mm

Obiectivul principal urmărit este uşurarea condiţiilor de lucru ale muncitorului. Pentru aceasta, strungul este prevăzut cu :

- reglajul continuu al turaţiei arborelui în intervalul 1,6—200 rot/min de la fiecare din pupitrele de comandă
- montajul cutiei de avans în tăblierul suportului
- cuplaje electromagnetice
- mecanizare completă a deplasării tuturor organelor de fixare
- construcţie originală a mecanismului de prindere a sculei.

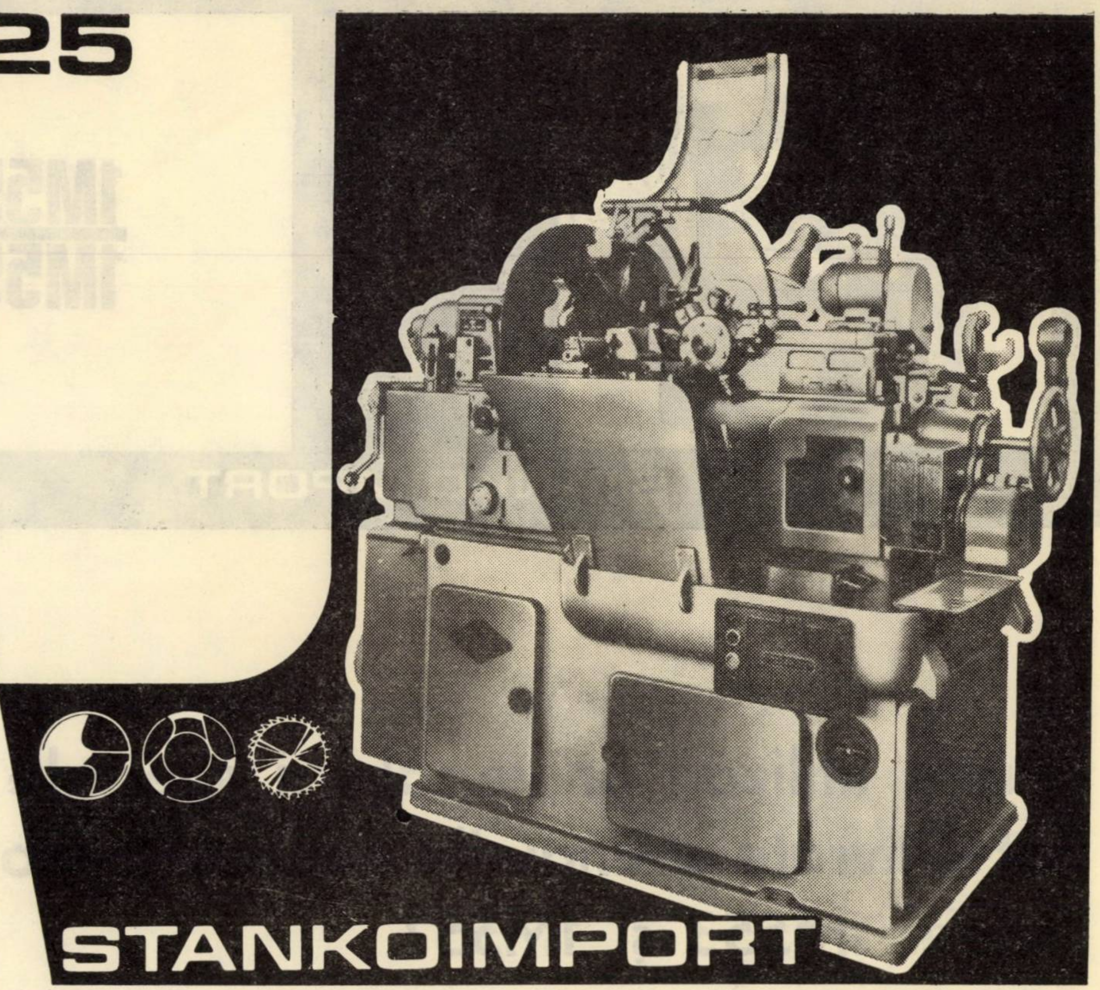
Este posibilă strunjirea conică nu numai prin rotirea glisierei superioare a suportului, ci şi prin metoda avansurilor combinate. Executarea lucrărilor prin copiere măreşte în măsură însemnată universalitatea strungului.

Informaţii detaliate la adresa:

STANKOIMPORT ● Smolenskaia-Sennaia, 32/34 ● Moscova G—200 ● U. R. S. S.

STRUNG REVOLVER AUTOMAT

1B125



— Prelucrarea pieselor de diferite forme din bare calibrate şi din alte semifabricate (la dotarea cu instalaţii speciale de încărcare)

— Prelucrarea complet automată a pieselor

— Posibilitate de utilizare a unui număr mare de scule asigurînd prelucrarea completă a pieselor complicate pe un singur automat

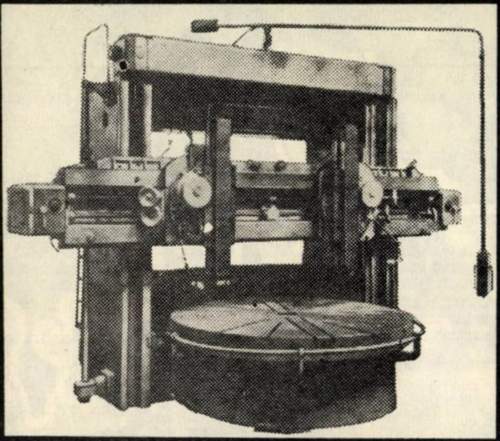
— Productivitate ridicată şi precizie înaltă de prelucrare

— Inzestrat cu dispozitiv de prindere a pieselor şi cu transportor pentru şpan

Dimensiunea maximă a barei de prelucrat, mm	○	25
	⬡	19
	□	17
Lungimea maximă de avans a barei, mm		100
Dimensiunea maximă de filetare, mm		
oţel		M22
alamă		M24
Domeniul de turaţii ale arborelui, rot/min		200—3 150
Puterea totală a electromotoarelor, kW		6
Gabarite, mm		1 900×800×2 150
Greutate, kg		2 150

v/o „STANKOIMPORT" ● MOSCOVA, G–200 ● U.R.S.S. ● TELEX 179 ● TELEFON 44.21.32

STANKOIMPORT



1M553
1M557

STANKOIMPORT

Pentru utilizări universale şi speciale pot fi livrate strungurile carusel cu doi suporţi model 1M553 şi 1M557

În funcţie de cerinţele clienţilor, strungurile sînt reglate pentru prelucrarea pieselor cu greutatea pînă la 10 000 kg (1M553) şi 16 000 kg (1M557)

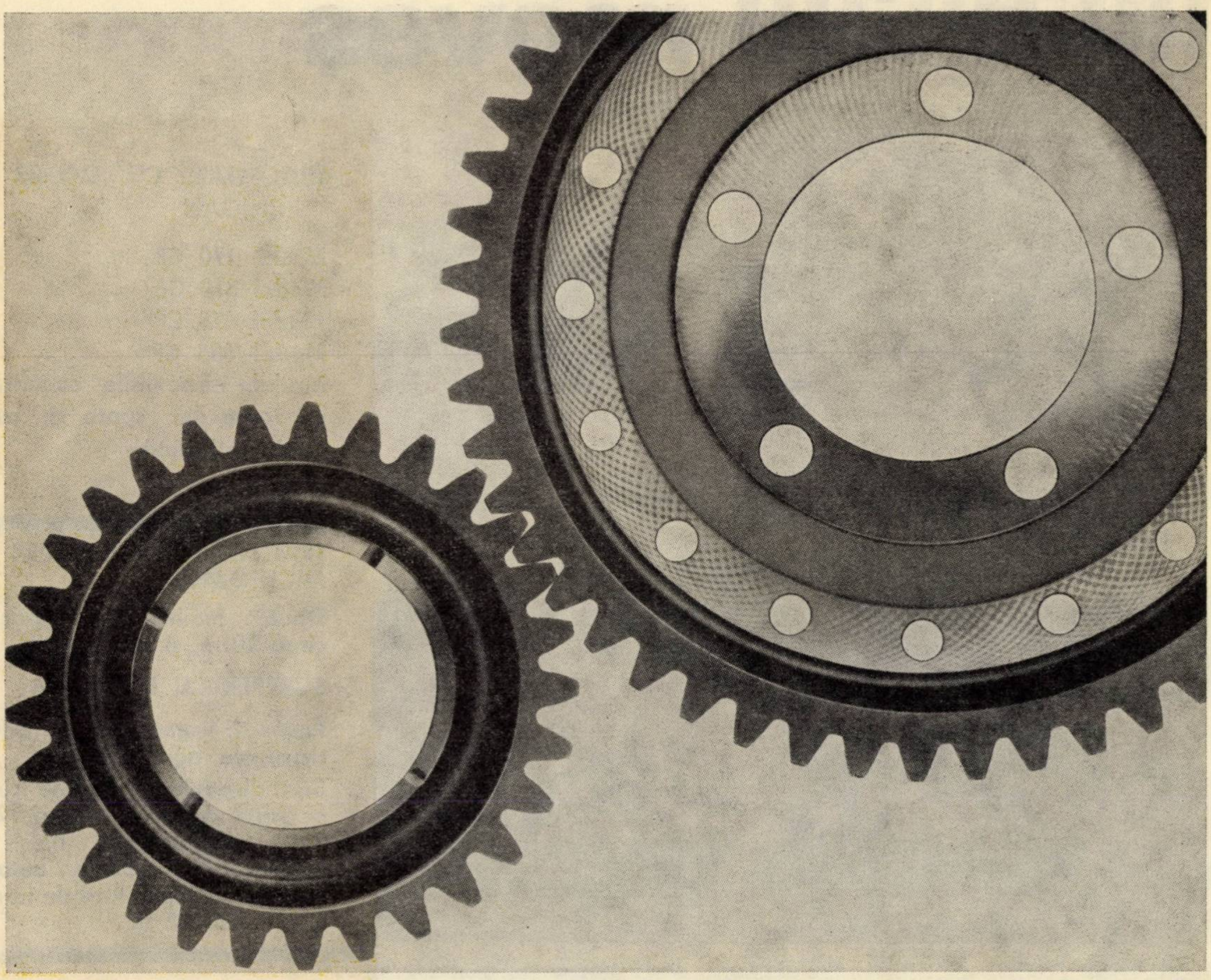
	1M553	1M557
Diametrul de prelucrare, mm	2 300	3 200
Înălţimea de prelucrare, mm	1 600	1 600
Domeniul în care sînt cuprinse cele 18 trepte de viteză ale planşaibei, rot/min	2,2—80	1,8—63
Domeniul în care sînt cuprinse cele 18 trepte de avans ale suporţilor, mm/rot	0,04—16	0,04—16
Puterea motorului principal, kW	40	40

Rulmenţi de precizie. Roţi dinţate rectificate. Comandă de la distanţă. Metodă preselectivă de cuplare a avansului.

Accesorii speciale:
- suport lateral
- dispozitiv electric pentru copiere
- dispozitiv pentru filetare şi prelucrare conică
- suport revolver

Informaţii detaliate la adresa:

STANKOIMPORT, SMOLENSKAIA—SENNAIA, 32/34 • MOSCOVA G-200
U.R.S.S.



ROȚILE ANGRENEAZĂ UNA CU ALTA

Din acțiunea reciprocă a fiecărui element rezultă puterea. Cu cît părțile componente sînt mai corespunzătoare, cu atît ansamblul va funcționa mai bine. De mult timp o pereche de roți dințate a constituit simbolul acestui principiu. Fabrica de roți dințate fondată în anul 1915 de contele Zeppelin și de colaboratorii săi este astăzi cea mai mare fabrică din Europa specializată pentru angrenaje și mecanisme de direcție pentru autovehicule. Circa 14 000 de persoane din Friedrichshafen, Schwäbisch Gmünd, Passau, Berlin, Bietigheim și Sao Paulo formează colectivul de muncă al grupului ZF. Intregul colectiv se consideră responsabil ca roțile dințate din milioane de autovehicule și mașini să angreneze perfect.

Livrăm:

Uzina centrală Friedrichshafen: angrenaje pentru autovehicule utilitare, nave, avioane, mașini-unelte, mecanisme automate, roți dințate de precizie, roți dințate divizoare, cuplaje electrice.

Uzina Schwäbisch Gmünd: angrenaje pentru autoturisme și camionete, mecanisme de direcție manuale și hidraulice pentru vehicule de orice fel, diferențiale cu autoblocare, frîne de motor, pompe de ulei.

Fabrica de roți dințate din Passau GmbH: angrenaje pentru mașini de construcții, axe conduse și axe de direcție, mecanisme de acționare pentru tractoare și mașini de lucru.

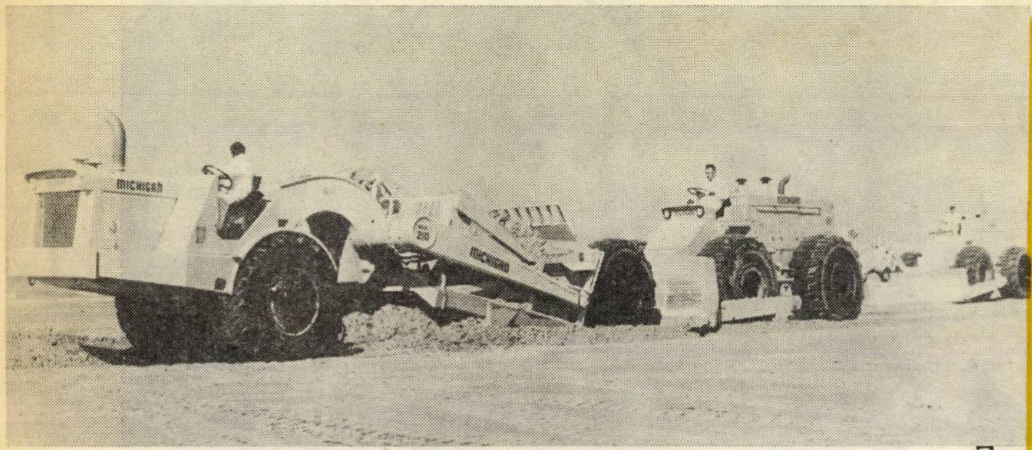
ZF

Reprezentanța pentru România:

NOVO—TECHNIK BADEN AG
CH 5400 BADEN—SCHWEIZ
DYNAMOSTR. 7 • TELEFON (056) 22488

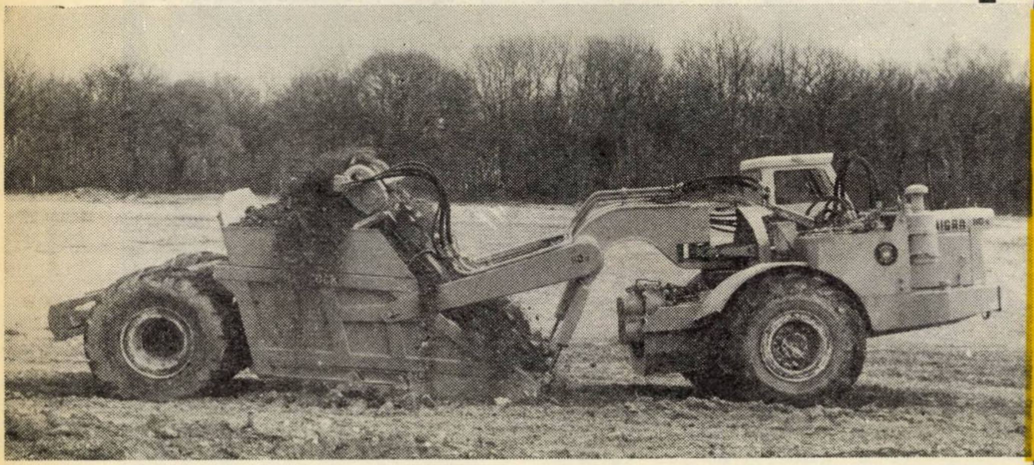
ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG

MICHIGAN moves



TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN

Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP
Modele disponibile cu direcția pe roțile din spate și cu direcție articulată.



TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

Două modele — capacitate circa 20 m^3 și circa 32 m^3.

SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.
Sînt disponibile modele cu capacitate de circa 4, 8 și 12 m^3. Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m^3.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

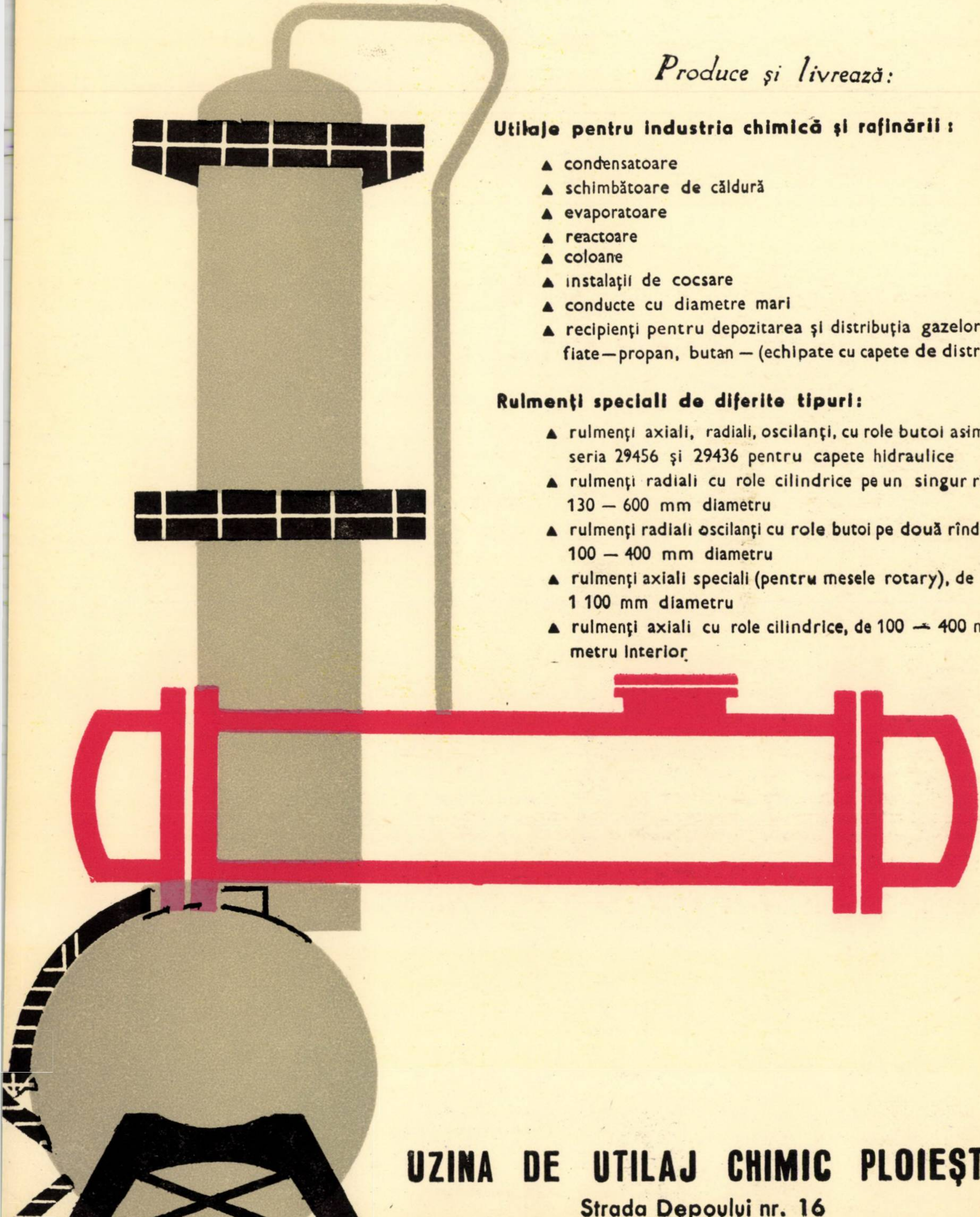
Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m^3 la circa 20 m^3.
Modele disponibile cu direcție pe roțile din spate, pe toate roțile și direcție articulată cu o largă varietate de auxiliare.

MICHIGAN
CLARK® EQUIPMENT

CLARK INTERNAȚIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY,
GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est:
CLARK INTERNATIONAL MARKETING S.A.,
c/o Scheid Maschinenfabrik GmbH.,
6291 Aumenau/Lahn
Republica Federală a Germaniei

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

UZUC



Produce și livrează:

Utilaje pentru industria chimică și rafinării:

- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- evaporatoare
- reactoare
- coloane
- instalații de cocsare
- conducte cu diametre mari
- recipienți pentru depozitarea și distribuția gazelor lichefiate—propan, butan — (echipate cu capete de distribuție)

Rulmenți speciali de diferite tipuri:

- rulmenți axiali, radiali, oscilanți, cu role butoi asimetrice, seria 29456 și 29436 pentru capete hidraulice
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

Strada Depoului nr. 16

Telefon: 10100

Telex: 2.22.74

MARCA UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNATIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.
CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.
CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.
CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

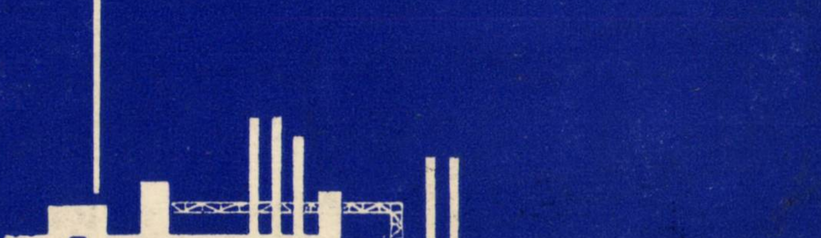
Vulcan

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări, etc.

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43



E 3279

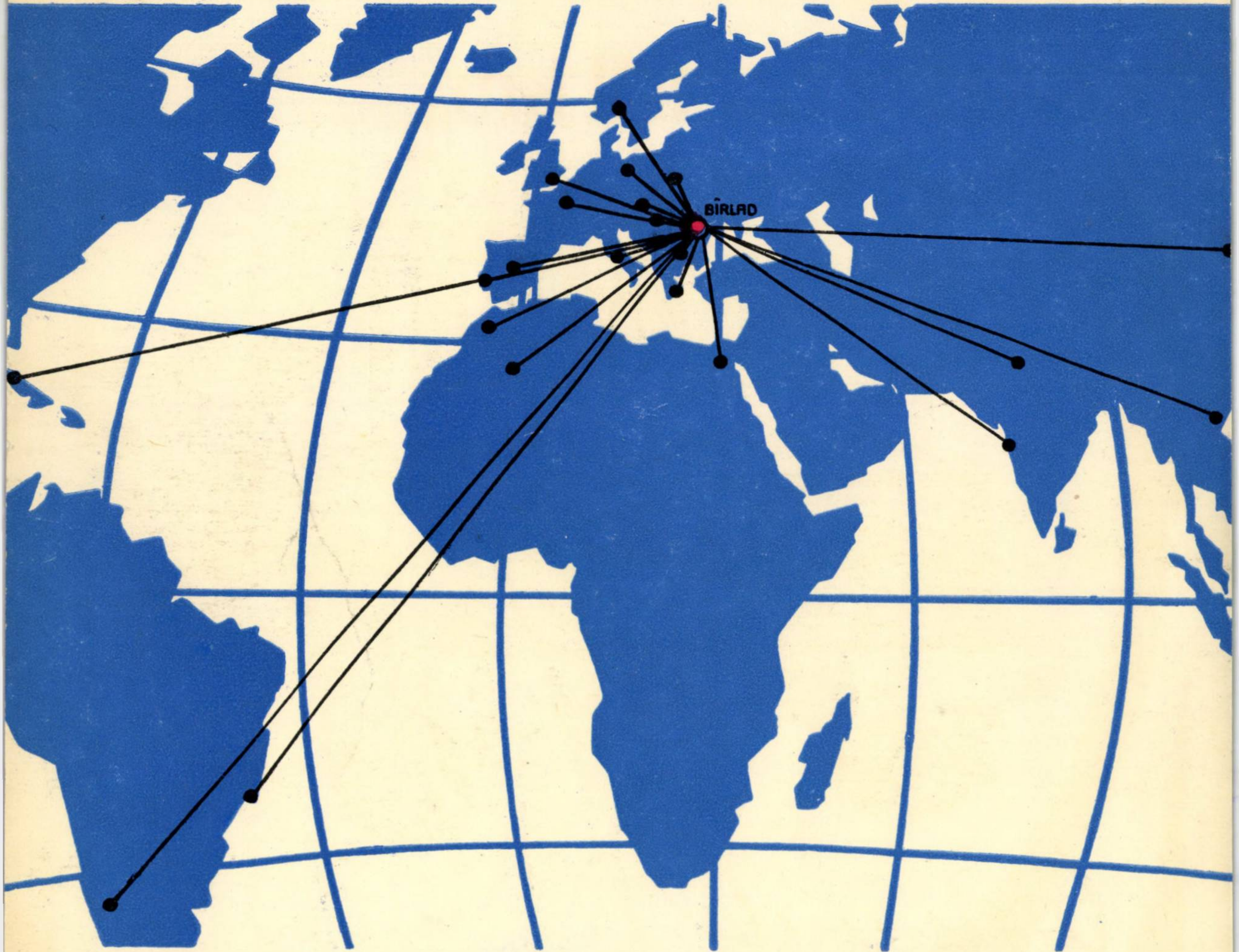
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

8

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 8 • AUGUST 1968

Cb 1
Cr 2
n 5

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

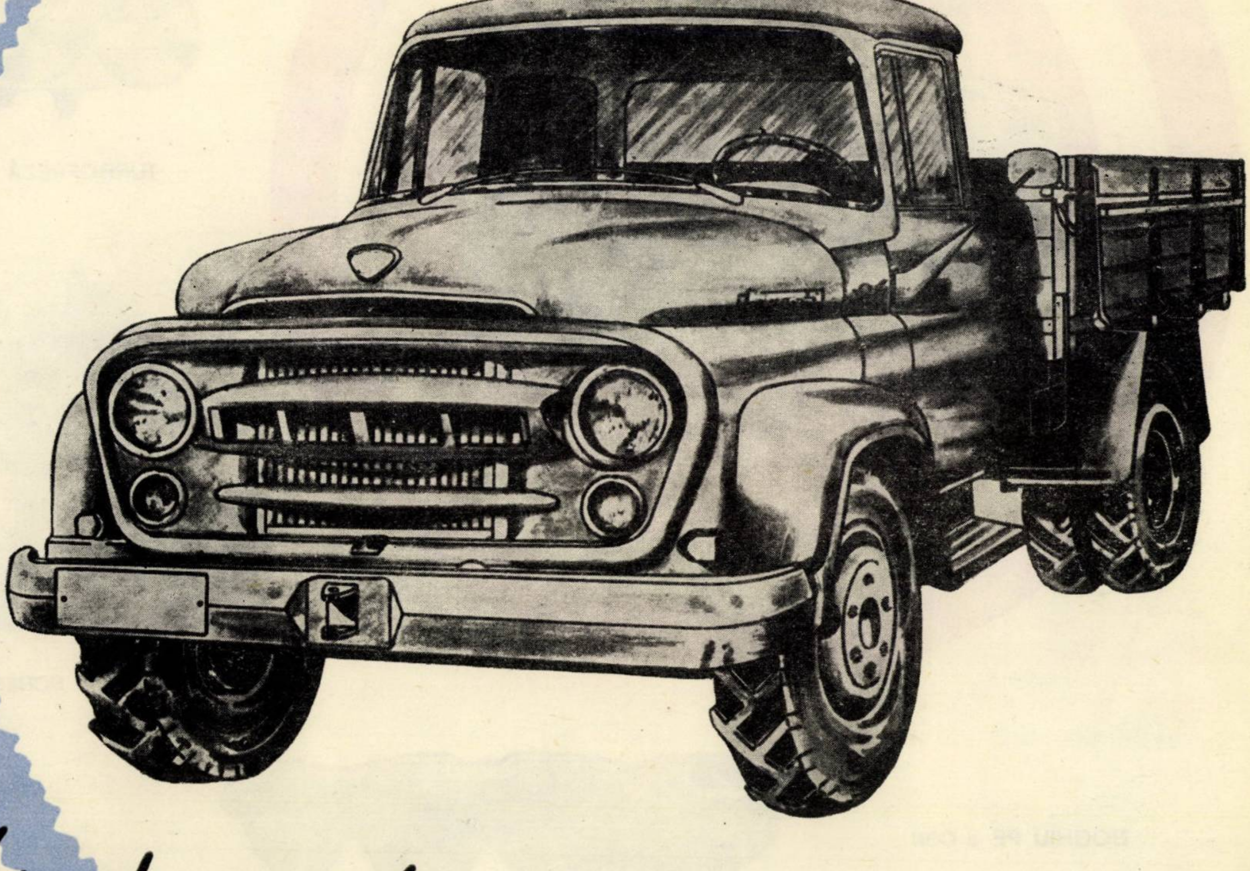


produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

- putere 140 CP
- sarcină utilă 3-6 t
- viteză 90 km/h



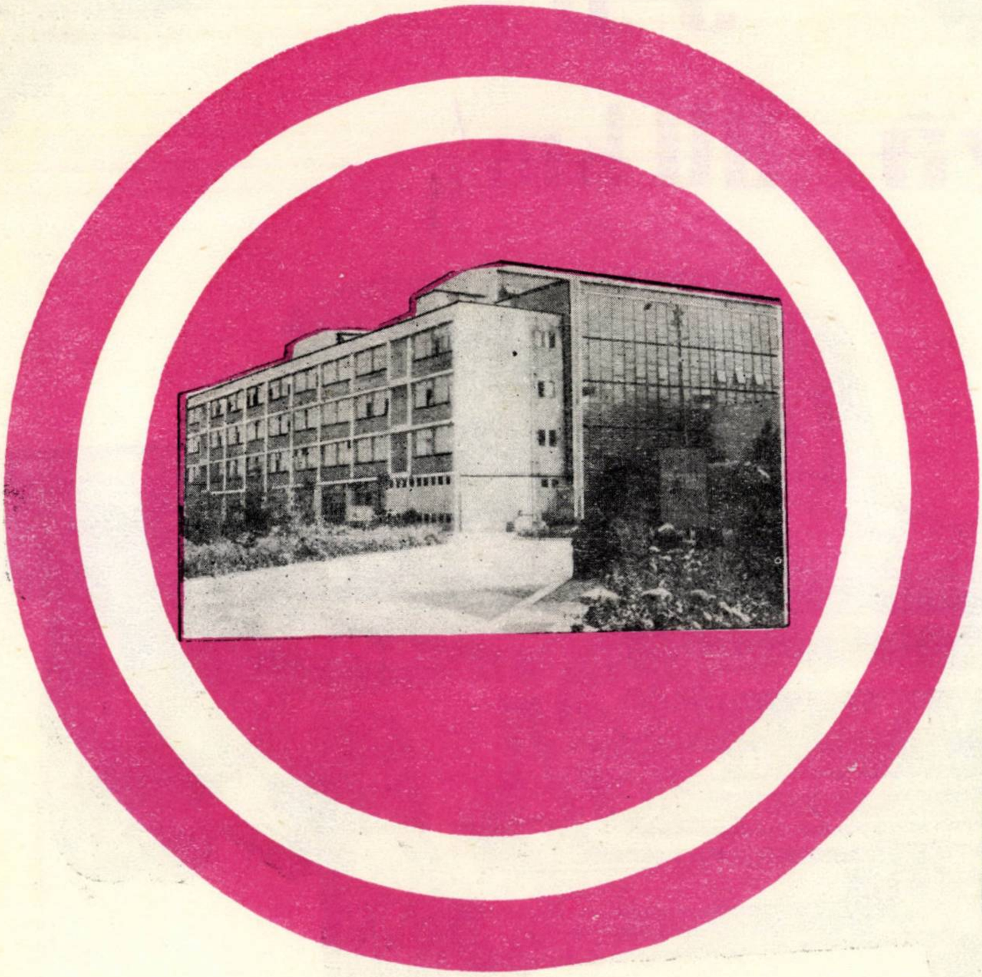
Uzina de

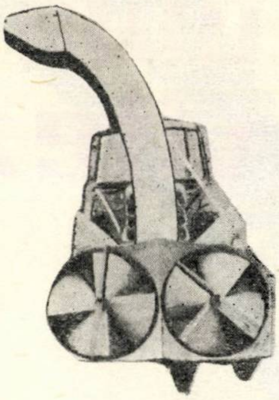
AUTOCAMIOANE

Brașov

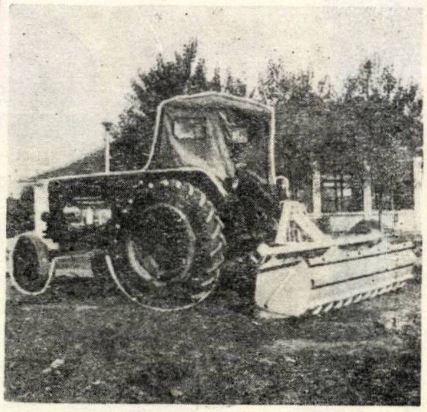
Strada Poienilor Nr. 5 * tel. 20220

UZINA MECANICA
NICOLINA
IASI



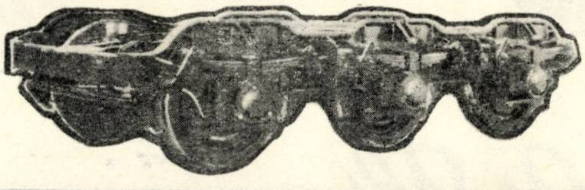


TURBOFREZĂ



CUPĂ SCREPER

BOGHIU PE 3 OSII



Execută şi livrează

Boghiuri pe 2 osii pentru vagoane de 60 t
Boghiuri pe 3 osii pentru vagoane de 80 t
Boghiuri cu cadru turnat pe 2 osii, 30 t
Boghiuri cu cadru turnat pe 2 osii, 50 t
Stații de preparat mixturi asfaltice compuse din a) malaxor; b) uscător.
Topitoare de bitum 2 500 l
Malaxoare mecanice 2 500 l
Bunkere cu skip

Cupe screper pentru orezării montate pe tractoare U 650
Scarificatoare montate pe tractoare S 650
Screpere tractate de 3 m³ cu acționare hidraulică
Turbofreze pentru deszăpezirea orașelor
Nivelatoare cu cadru lung
Silozuri de 25 t și 81 t pentru ciment

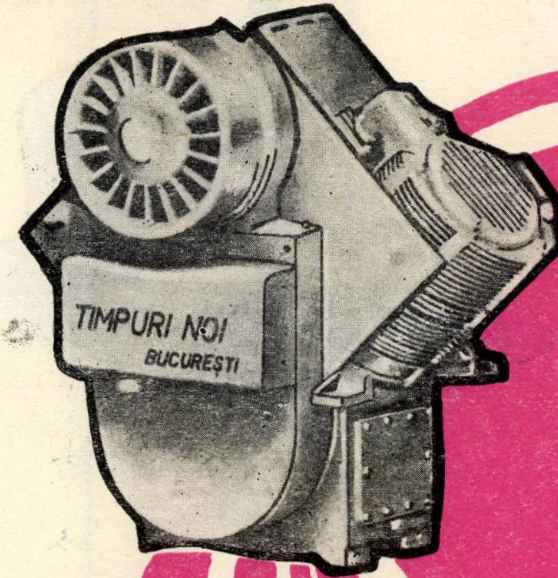
UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

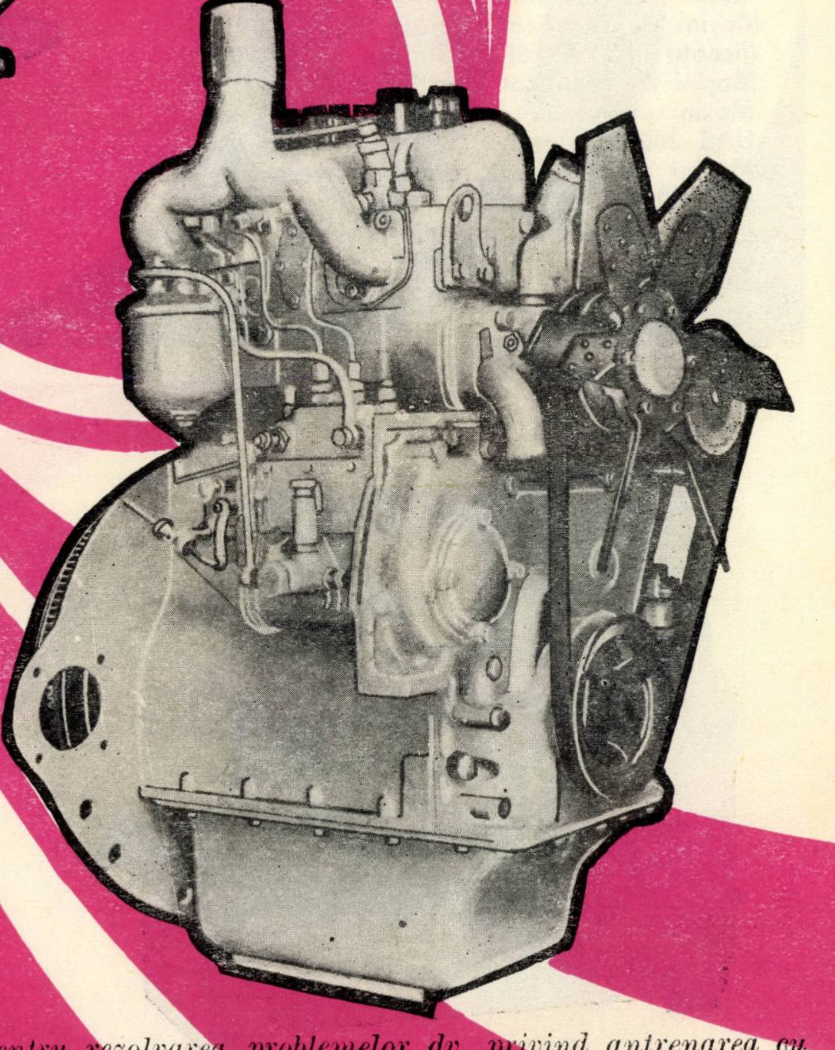
TIMPURI NOI

BUCUREȘTI

EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ

IN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE





Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motocare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min și presiuni 4 – 14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston

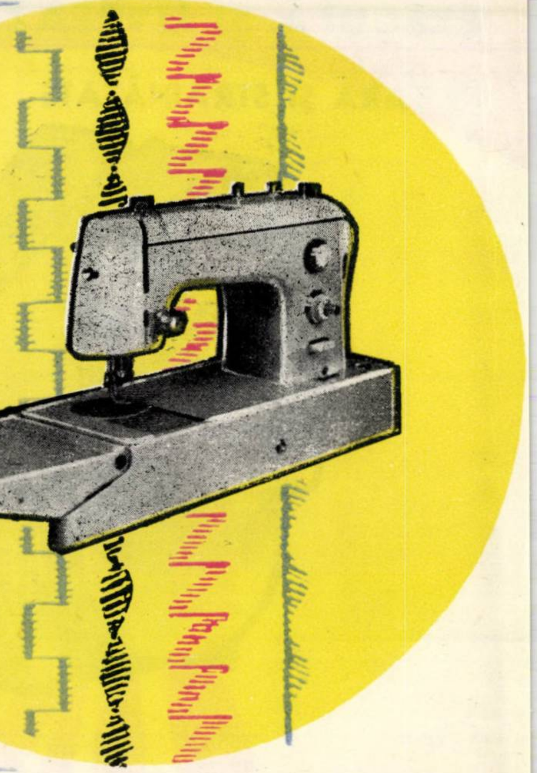
CONSULTAȚI SPECIALIȘTII UZINEI „TIMPURI NOI"

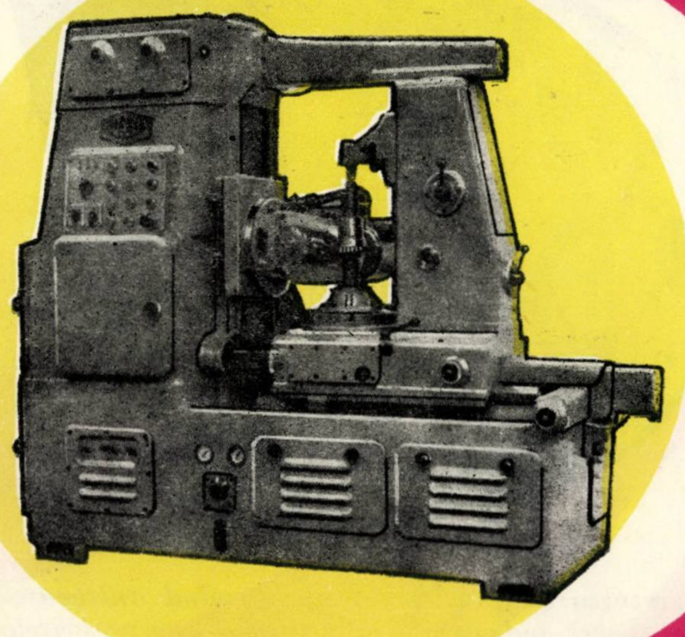
UMC
Cugir

UZINA MECANICĂ CUGIR

produce:

- Mașini de cusut casnice și industriale
- Mașini-unelte pentru așchierea metalelor:
  Mașini de frezat universale și verticale
  FU 1 ; FU 320 (400)
  FV 1 ; FV 320 (400)
  Mașini de frezat dantură
  FD 320 A și FD 500
  Mașini de mortezat dantură MD 500
  Mașini de rectificat interior RI 80
  (licența NOVARESE — Italia)
  Mașini de rectificat plan RP 250
  Mașini universale de ascuțit scule
  UAS 200
  Mașini de rectificat rotund universale
  RU 200
  Mașini de ascuțit cuțite plane
  ACP 13,5
  ACP 28





- Cuplaje și frîne electromagnetice (licența BINDER — MAGNETE R.F.G.)
- Accesorii de mașini-unelte
- Ridicătoare hidraulice

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
188

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, AUGUST 1968, Nr. 8

CUPRINS

GRÜNWALD, B. şi APOSTOLESCU, N. : Influenţa vitezei medii de creştere a presiunii în faza arderii vizibile asupra unor indici de perfecţiune a ciclului motorului cu aprindere prin scînteie. 451

SLĂVESCU, M. : Influenţa admisiunii asupra performanţelor unui ventilator. 456

SIMA, D. P. : Vibraţiile roţilor dinţate. 461 c c c

LĂZĂRESCU, E. şi HOMUTESCU, A. : Contribuţii la studiul variaţiei unor constante fizice ale motorinelor indigene sub influenţa ultrasunetelor şi a vibraţiilor de joasă frecvenţă. 475 c

HANDRA-LUCA, V. : Contribuţii la sinteza cinematică a mecanismelor plane. 483

ŢÂRU, E. şi ANDRONIC, C. : Contribuţii la dinamica aşchierii prin strunjire a aliajelor de aluminiu româneşti. 489

IOVIŢIU, E. : Menţinerea temperaturii la încercarea microepruvetelor de rezilienţă la temperaturi joase. 492

BENCHE, V. şi BENCHE LIDIA : Contribuţii la cinematica pompei cu pistonaşe de tip axial. 494

VASILIU, CH. : Asupra cinematicii mecanismelor de plantare a cartofilor. 499

BORCH, V. : Aplicaţii ale programării dinamice. 504 c

BREVETE 507

DOCUMENTARE 508

RECENZII 515

CRONICĂ 515

REVISTA REVISTELOR 516

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili : prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE.

Membri : ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor : ing. ELIZA PETRESCU.

SUMAR

CZ 621.434

Grünwald, B. şi *Apostolescu, N.* : **Influenţa vitezei medii de creştere a presiunii în faza arderii vizibile asupra unor indici de perfecţiune a ciclului motorului cu aprindere prin scînteie.**

Se prezintă o metodă de calcul al ciclului motorului cu aprindere prin scînteie, evidenţiindu-se criteriile de apreciere a gradului de perfecţiune, respectiv în raport cu parametrii fundamentali ai procesului de ardere.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 451 – 456

CZ 621.63

Slăvescu, M. : **Influenţa admisiunii asupra performanţelor unui ventilator.**

Se analizează teoretic şi experimental influenţa cîtorva scheme de admisiune asupra curbelor caracteristice ale ventilatorului centrifugal.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8. p. 456 – 461

CZ 621.833.1 – 752 : 621.821

Sima, D.P. : **Vibraţiile roţilor dinţate.**

Se realizează un studiu teoretic al vibraţiilor angrenajelor şi roţilor dinţate, evidenţiindu-se o metodă de calcul al parametrilor respectivi.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 461 – 475

CZ 662.753.32.084 (498) : 532.135 : 536.468

Lăzărescu, E. şi *Homutescu, A.* : **Contribuţii la studiul variaţiei unor constante fizice ale motorinelor indigene sub influenţa ultrasunetelor şi a vibraţiilor de joasă frecvenţă.**

Se studiază experimental influenţa ultrasunetelor şi a vibraţiilor de joasă frecvenţă asupra punctului de inflamabilitate şi a viscozităţii în cazul motorinelor indigene.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 475 – 483

CZ 621 – 231.1

Handra-Luca, V. : **Contribuţii la sinteza cinematică a mecanismelor plane.**

Se analizează unele aspecte ale sintezei cinematice a mecanismelor plane, determinîndu-se locurile geometrice ale punctelor unui element al mecanismului avînd proprietăţi cinematice comune.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 483 – 488

CZ 621.91. : 669.715 (498)

Ţâru, E. şi *Andronic, C.* : **Contribuţii la dinamica aşchierii prin strunjire a aliajelor de aluminiu româneşti.**

Se studiază experimental variaţia forţei de aşchiere în funcţie de avans, adîncime de aşchiere şi viteză pentru aliajul ATSi5Cu5 (STAS 201 – 59).

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 489 – 491

CZ 620.178.7 : 620.115

Ioviţiu, E. : **Menţinerea temperaturii la încercarea microepruvetelor de rezilienţă la temperaturi joase.**

Se determină pierderile de căldură din capătul şi mijlocul epruvetelor de rezilienţă la încercarea la temperaturi joase, folosind curbele temperatură-timp ridicate cu ajutorul termocuplelor.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 492 – 493

CZ 621.651.001.24

Benche, V. şi *Benche Lidia* : **Contribuţii la cinematica pompei cu pistonaşe de tip axial.**

Se elaborează un calcul cinematic îmbunătăţit pentru pompa cu pistonaşe de tip axial.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 494 – 499

CZ 691.332.8 : 635.21

Vasiliu, Ch. : **Asupra cinematicii mecanismelor de plantare a cartofilor.**

Se prezintă principalele tipuri de mecanisme de plantare a cartofilor, realizîndu-se analiza cinematică a mecanismului maşinii Packman şi a condiţiilor cinematice necesare unui mecanism de acest fel.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 499 – 503

CZ 681.322

Borch, V. : **Aplicaţii ale programării dinamice.**

Se prezintă algoritmul de bază al programării dinamice, determinîndu-se soluţia optimă pentru obţinerea de beneficii maxime corespunzătoare investiţiilor respective.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8. p. 504 – 506

SOMMAIRE

CD 621.434

Grünwald, B. et *Apostolescu, N.* : **L'influence de la vitesse moyenne de l'augmentation de la pression pendant la combustion visible sur certains indices de perfection du cycle du moteur à allumage par étincelle.**

On présente une méthode de calcul du cycle du moteur à allumage par étincelle, en précisant les critères d'appréciation du degré de perfection, par rapport aux paramètres fondamentaux du processus de la combustion.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 451 – 456

CD 621 :63

Slăvescu, M. : **L'influence de l'admission sur les performances d'un ventilateur.**

On analyse théoriquement et expérimentalement l'influence de certains schémas d'admission sur les courbes caractéristiques du ventilateur centrifuge.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 456 – 461

CD 621. 833.1 – 752 :621.831

Sima, D.P. : **Les vibrations des roues dentées.**

Il s'agit d'une étude théoretique des vibrations des engrenages et des roues dentées, suivie par une méthode de calcul des paramètres respectifs.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 461 – 475

CD 662.753.82.084 (498) : 532.135 : 536.462

Lăzărescu, E. et *Homutescu, A.* : **Contributions à l'étude de la variation de certaines constantes physiques des gas-oils indigènes sous l'influence des ultra-sons et des vibrations de basse fréquence.**

On étudie l'influence des ultra-sons et des vibrations de basse fréquence sur le point d'inflammabilité et sur la viscosité des gas-oils indigènes.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 475 – 483

CD 621 – 231.1

Handra-Luca, V. : **La synthèse cinétique des mécanismes plans.**

L'auteur examine quelques aspects de la synthèse cinétique des mécanismes plans et détermine les lieux géométriques des points d'un élément du mécanisme qui ont des propriétés cinétiques communes.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 483 – 488

CD 621.91 :669.715 (498)

Țâru, E. et *Andronic, C.* : **Contribution à l'étude de la dynamique de l'usinage par enlèvement de copeaux réalisé par chariotage, appliquée aux alliages d'aluminium.**

On étudie expérimentalement la variation de l'effort de coupe en fonction de l'avance, de la profondeur de la coupe et de la vitesse, pour l'alliage ATSi 5 Cu 5, STAS 201 – 59.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 489 – 491

CD 620.178.7 : 620.115

Iovițiu, E. : **Le maintien de la température durant l'essai des microéprouvettes de résilience, aux températures basses.**

On précise les pertes de chaleur au bout et au milieu des éprouvettes de résilience durant l'essai aux températures basses, en utilisant les courbes température-temps établies à l'aide des thermocouples.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 492 – 493

CD 621.651.001.24

Benche, V. et *Benche, Lidia* : **Contributions à la cinématique de la pompe à petits pistons, de type axial.**

Les auteurs ont élaboré un calcul cinétique amélioré pour la pompe à petits pistons, de type axial.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 494 – 499

CD 631.332.8 : 635.21

Vasiliu, Ch. : **Sur la cinématique des planteurs de pommes de terre.**

On décrit les principaux types des planteurs mécaniques de pommes de terre ; on examine la cinématique du mécanisme de la machine Packman et les conditions cinétiques nécessaires pour un mécanisme de ce genre.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 499 – 503

CD 681.322

Borch, V. : **Applications de la programmation dynamique.**

On présente l'algorithme fondamental de la programmation dynamique et, en même temps, la meilleure solution pour obtenir les plus grands bénéfices qui correspondent aux investissements respectifs.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 504 – 506

CONTENTS

DC 621.434

Grünwald, B. and *Apostolescu, N.* : **The influence of the average speed of the pressure increase during the stage of the visible combustion on some perfection indexes of the cycle of spark-ignition engines.**

A method of calculating the cycle of the spark-ignition engines is described and the criteria for estimating the perfection degree, as related to the main parameters of the combustion process are pointed out.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 451 – 456

DC 621.63

Slăvescu, M : **The influence of admission on the performance of a centrifugal ventilator.**

The influence of several admission schemes on the characteristic curves of centrifugal ventilators is analysed theoretically and experimentally.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 456 – 461

DC 621.833.1 – 752 : 621.831

Sima, D.P. : **The vibrations of toothed wheels.**

A theoretical study of the vibrations of gears and toothed wheels has been carried out. The way of calculating the respective parameters is pointed out.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 461 – 475

DC 662.753.32.084 (498) : 532.135 : 536.468

Lăzărescu, E. and *Homutescu, A.* : **Contributions to the study of the variation of some physical constants of indigenous gas oils under the influence of ultrasounds and low-frequency vibrations.**

The influence of ultrasounds and low frequency vibrations on the inflammability point and the viscosity in the case of indigenous gas oils has been studied experimentally.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 475 – 483

DC 621 – 231.1

Handra-Luca, V. : **The kinematic synthesis of plane mechanisms.**

Some aspects of the kinematic synthesis of plane mechanisms are analysed and the loci of the points of an element of the mechanism having common kinematic properties have been determined.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 483 – 488

DC 621.91 : 669.715 (498)

Țâru, E. and *Andronic, C.* : **Contributions to the dynamics of the cutting by turning of Romanian aluminium alloys.**

The variation of the cutting force as a function of feed, cutting depth and speed has been studied on the alloy ATSi 5 Cu 5 (State Standard 201-59).

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 489 – 491

DC 620.178.7 : 620.115

Iovițiu, E. : **How to maintain the temperature on testing the resilience of micro test pieces at low temperatures.**

The heat losses at the end and middle portion of resilience test pieces subjected to low-temperature test have been determined by using time – temperature curves traced by means of thermocouples.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 492 – 493

DC 621.651.001.24

Benche, V. and *Benche, Lidia* : **Contributions to the kinematics of the pumps with axial-type small pistons.**

An improved kinematic calculus for the pumps with axial-type small pistons has been worked out.

Construcția de Mașini 20(1968), nr. 8, p. 494 – 499

DC 631.332.8 :653.21

Vasiliu, Ch. : **Concerning the kinematics of potato planters.**

The main types of potato planters are presented and the kinematics of Packman machines is analysed as well as the kinematic conditions required for such mechanisms.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 499 – 503

DC 681.322

Borch, V. : **Some applications of the dynamic programming.**

The basic algorithm of the dynamic programming is presented and the optimum solution for obtaining maximum of benefits corresponding to the respective investments has been determined.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 8, p. 504 – 506

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.434
Grünwald, B. und *Apostolescu, N.*: **Einfluss der Durchschnittsgeschwindigkeit des Druckanstiegs in der Phase der sichtbaren Verbrennung auf einige Perfektionskennziffern des Zyklusses am Ottomotor.**

Es wird ein Verfahren zur Berechnung des Zyklus des Ottomotors dargelegt und die Bewertungskriterien des Perfektionsgrades im Verhältnis zu den Grundparametern des Verbrennungsprozesses angeführt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.8,S. 451–456

DK 621.63
Slăvescu, M.: **Einfluss des Einlasses auf die Leistung eines Ventilators.**

Vom theoretischen und praktischen Standpunkt aus wird der Einfluss einiger Einlassschemas auf die Leistungskurven des Zentrifugalventilators analysiert.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 8, S. 456–461

DK 621.833.1–752 :621.831
Sima, D.P.: **Schwingung der Zahnräder.**

Der Verfasser unternimmt eine theoretische Untersuchung der Schwingungen in den Getrieben und den Zahnrädern und legt ein Verfahren zur Berechnung der betreffenden Parameter dar.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 8, S. 461–475

DK 662.753.32.084 (398) : 532.135 : 536.468
Lăzărescu, R. und *Homutescu, A.*: **Beiträge zum Studium der Variation einiger physikalischen Konstanten einheimischer Gasöle unter dem Einfluss der Ultraschalls und der Niederfrequenzschwingungen.**

Die Verfasser untersuchen in experimentaler Weise den Einfluss des Ultraschalls und der Niederfrequenzschwingungen auf den Flammpunkt und die Viskosität einheimischer Gasöle.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 8, p. 475–483

DK 620.231.1
Handra-Luca V: **Kinematische Synthese der flachen Mechanisme.**

Es werden einige Aspekte der kinematischen Synthese flacher Mechanisme analysiert und die geometrischen Stellen der Punkte eines Elements des Mechanismus mit gemeinsamen kinematischen Eigenschaften festgestellt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 8, S. 483–488

DK 621.91 : 669.715(498)
Ţâru, E. und *Andronic, C.*: **Beiträge zur Dynamik der Abdrehspanung rumänischer Aluminiumlegierungen.**

Es wird versuchsweise die Veränderung der Spanleistung im Verhältnis zum Vorschub, der Spantiefe und Geschwindigkeit für die Legierung ATSi 5 Cu 5, STAS 201 — 59 untersucht.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.8, S. 489–491

DK 620.178.7 : 620.115
Ioviţiu, E.: **Beibehaltung der Temperatur bei der Prüfung der Kerbschlagfestigkeit an kleinen Probekörpern bei niedrigen Temperaturen.**

Es wird der Wärmeverlust am Ende und in der Mitte der Probekörper bei der Kerbschlagfestigkeitsprüfung unter niedrigen Temperaturverhältnissen bestimmt. Hierzu werden die mit Hilfe der Thermozellen ermittelten Temperatur-Zeit-Kurven verwendet.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 8, S. 492–493

DK 621.651.001.24
Benche, V. und *Benche, Lidia*: **Beiträge zur Kinematik der Axial-Kolbenpumpe.**

Die Verfasser geben eine Lösung für eine verbesserte kinematische Berechnung der axialen Kolbenpumpen.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 8, S. 494–499

DK 631.332.8 : 635. 21
Vasiliu, Ch.: **Über die Kinetik der Kartoffelpflanzvorrichtungen.**

Es werden die wichtigsten Typen von Kartoffelplanzvorrichtungen beschrieben und die Kinematik der Packman-Maschine sowie die für eine solche Vorrichtung notwendigen kinematischen Bedingungen analysiert.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 8, S. 499–503

DK 681.322
Borch, V.: **Anwendungen der dynamischen Programmierung.**

Es wird der Grundalgorithmus der dynamischen Programmierung dargelegt und eine Optimallösung für das Erzielen höchstmöglicher Benefizien im Verhältnis zu den betreffenden Investitionen festgesetzt.

Construcţia de Maşini 20 (1968) H.8, S. 504–506

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.434
Грюнвальд, В. и *Апостолеску, Н.*: **Влияние средней скорости увеличения давления в фазе видимого горения на некоторые показатели усовершенствования цикла двигателя с искровым зажиганием.**

Показан метод расчета цикла двигателя с искровым зажиганием, подчеркивая критерии оценки степени усовершенствования, в соответствии с остальными параметрами процесса горения.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, 451–456

ДК 621.63
Слэвеску М.: **Влияние впуска на производительность вентилятора**

Проводится теоретический и экспериментальный анализ влияния нескольких схем впуска на характерные кривые центробежного вентилятора.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, 456–461

ДК 621.833.1–752 :621.831
Сима, Д. П.: **Вибрации шестерен**

Реализируется теоретическое исследование вибраций зубчатых передач и шестерен и описывается метод расчета соответствующих параметров.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, 461–475

ДК 662.753.32.084 (498) : 532.135 : 536.468
Лэзэреску. Е. и *Хомутеску, А.*: **Изучение вариации некоторых физических постоянных отечественного дизельного топлива под влиянием ультразвуков и вибраций низкой частоты.**

Изучается, экспериментально, влияние ультразвуков и вибраций низкой частоты на точку воспламеняемости и вязкости в случае отечественного дизедельного топлива.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, 475–483

ДК 621.321.1
Хандра-Лука, В.: **Кинематический синтез плоских механизмов**

Рассматриваются некоторые аспекты кинематического синтеза плоских механизмов, определяя геометрические места точек одного элемента маханизма с общими кинематическими свойствами.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, 483–488

ДК 621.91 :669.715 (498)
Цыру, Е. и *Андроник, К.*: **К вопросу динамики резания путем обточки алюминиевых сплавов румынского производства**

Проводится экспериментальное исследование силы резания в зивисимости от опережения, глубины резания и скорости для сплава ATCi 5 Cu 5; Стас 201—59.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 3, 489–491

ДК 620.178.7 : 620.115
Иовициу, Е.: **Поддерживание температуры при испытании микропроб на удельную вязкость, при низких температурах**

Определяются тепловые потери в конце и середине пробы для испытания на удельную вязкость при низких температурах, применяя кривые температура-время, построенные при помощи термоэлементов.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, 492–493

ДК 621.651.001.24
Бенке, В. В. и *Бенке, Лидиа.*:. **О кинематике поршневого насоса осевого типа.**

Разработан улучшенный кинематический расчет для поршневого насоса осевого типа.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, 494–499

ДК 631.332.8 : 635.21
Василиу. Г.: **К вопросу кинематики механизмов для посадки картофеля**

Приведены основные типы механизмов для посадки картофеля. Проводится кинематический анализ механизма машины Пакман и кинематических условий, необходимых для данного механизма.

Construcţia de Maşini, 20 (1968), № 8, 499–503

ДК 681.322
Борш, В.: **Применение динамического программирования.**

Представлен основной алгорифм динамического програмирования, определяя оптимальное решение для получения максимальной прибыли в соответстви с капиталовложениями.

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 8, p. 504–506

CZ 621.434

Influența vitezei medii de creștere a presiunii în faza arderii vizibile asupra unor indici de perfecțiune a ciclului motorului cu aprindere prin scînteie

Berthold GRÜNWALD și Nicolae APOSTOLESCU

I. *Obiectul studiului*

Procedeele actuale de control al procesului de ardere conduc la o mare varietate de legi de variație a presiunii în faza de ardere vizibilă. Chiar dacă nivelurile presiunii inițiale și finale din această fază sînt identice, se înregistrează și legi diferite de variație a presiunii, în funcție de viteza de creștere a acesteia.

În ultimul timp, viteza de creștere a presiunii în faza de ardere vizibilă stă tot mai des în atenția cercetătorilor, deoarece este unul dintre acei factori fundamentali care caracterizează procesul de ardere. Deși nu este o măsură directă a intensității fenomenelor de oxidare a combustibilului, viteza de creștere a presiunii o ilustrează relativ fidel. De aceea, introducerea vitezei de creștere a presiunii ca un parametru de bază al ciclului este cu atît mai interesantă, cu cît prin intermediul ei se poate aprecia gradul de control al procesului de ardere într-una din fazele lui principale.

Viteza de creștere a presiunii în faza arderii vizibile se află însă în corelație și cu alte fenomene. Astfel, este cunoscut că creșterea rapidă a presiunii este responsabilă de suprasolicitarea prin șoc a principalelor organe ale motorului, de funcționarea motorului cu zgomot și trepidații.

Necesitatea dirijării procesului de ardere, a limitării consecințelor pe care le antrenează vitezele mari de creștere a presiunii, impune ca acestea să fie precizate rațional încă la proiectare.

Drept un parametru caracteristic al legii de variație a presiunii se alege adesea viteza medie de creștere a presiunii. La alegerea rațională a acestui parametru în raport cu considerentele enunțate se naște o problemă suplimentară: ce corelație există între viteza medie de creștere a presiunii și eficiența economică a ciclului, sau, altfel spus, între ce limite de variație a vitezei medii de creștere a presiunii se obțin rezultate sensibil diferite sub aspect energetic? Întrucît influența vitezei de creștere a presiunii asupra randamentului trebuie corelată cu celelalte efecte, prezintă interes stabilirea acelor soluții de compromis care fac acceptabil un anumit nivel al vitezei medii de creștere a presiunii.

În condiții reale, arderea continuă și după atingerea presiunii maxime. Fazele care urmează depind de tipul motorului și de mecanismul de ardere. Se impune ca faza de ardere vizibilă să fie studiată în corelație cu fazele care se succed.

Divizarea procesului de ardere pe faze, justificată de prezența unor mecanisme fizico-chimice distincte care acționează în interiorul fiecăreia dintre ele [6], [7], impune evidențierea unor factori, cum ar fi durata și poziția pe ciclu a fazelor de ardere, precum și repartiția căldurii de reacție pe faze, deoarece pe această cale se poate conchide asupra căror mecanisme fizico-chimice trebuie să se acționeze cu precădere pentru a obține rezultate favorabile. Ca urmare, apare interesant să se studieze influența duratei fazelor componente și a poziției lor pe ciclu asupra randamentului, în condițiile limitării nivelului vitezei medii de creștere a presiunii.

O dată stabilite legile optime de variație a presiunii în timpul procesului de ardere, se poate trece la determinarea legilor de ardere corespunzătoare, a căror realizare devine un obiectiv al construcției și reglajelor motorului.

Pînă în prezent cercetătorii și-au concentrat atenția în mod nemijlocit asupra legilor de ardere [2], [3], [4]. Analiza efectuată pe baza unor legi de ardere schematizate conduce la concluzii interesante dar incomplete, deoarece nu poate pune în evidență anumite influențe. Legea de ardere optimă este rezultanta unui ansamblu de cerințe care pot fi precizate în general pe diagrama indicată. De aceea obiectul cercetării trebuie definit astfel: ce formă trebuie atribuită legii de ardere pentru a realiza un anumit grup de indici caracteristici.

Pornind însă studiul de la legea de ardere, înseamnă a urma o cale inversă, de tatonare, pentru obținerea unor indici caracteristici impuși inițial. Această cale este mai lungă și în unele cazuri nu conduce la rezultat.

Legea de ardere nu permite separarea procesului de ardere în faze distincte și în consecință nu este posibilă evidențierea influenței acestora, respectiv a mecanismelor fizico-chimice care le guvernează, asupra unor proprietăți caracteristice ale ciclului. În absența unor astfel de informații, dificultățile de realizare practică a unei legi de ardere sînt cu mult mai mari. De aceea, autorii consideră că este mai rațional să se pornească cercetarea de la legile de variație a presiunii, de care depind nemijlocit criteriile de perfecțiune a ciclului (eficiența economică, lucrul mecanic, solicitarea mecanică — statică și dinamică — încărcarea termică, zgomotul, trepidațiile etc.) și, pe această bază, să se exprime dezideratele pentru organizarea procesului de ardere.

II. *Metoda de calcul*

Pentru a pune în evidență dependența criteriilor de perfecțiune a ciclului de parametrii fundamentali ai procesului de ardere (viteza medie de creștere a presiunii în faza arderii vizibile, presiunea maximă, duratele fazelor de ardere și plasarea acestora față de punctul mort interior, repartiția căldurii de reacție între faze), s-a elaborat o metodă de calcul a ciclului, care admite următoarele ipoteze principale :

a) agentul motor nu efectuează schimb de căldură cu mediul exterior ;

b) procesul de ardere se desfășoară în două faze (fig. 1) : faza arderii vizibile (perioada $\Delta\alpha_I$), cînd viteza de creștere a presiunii este constantă și faza arderii întîrziate (perioada $\Delta\alpha_{II}$), cînd presiunea variază după o lege exponențială de tipul politropei ;

c) în timpul arderii amestecul își schimbă compoziția, datorită oxidării combustibilului și disocierii gazelor.

Se observă că prima ipoteză afectează mai ales valorile absolute ale randamentului. Autorii au acceptat-o întrucît au găsit că este interesant să se studieze influențele factorilor enunțați în condițiile în care rezervele ciclurilor sînt maxime, pentru a obține inițial o imagine a nivelurilor care pot fi atinse și sînt interesante din punct de vedere practic. O renunțare la această ipoteză nu este desigur lipsită de interes, dar nu poate modifica concluziile de principiu care se desprind.

În ceea ce privește a doua ipoteză, se observă următoarele :

Culegerea unor informații cu privire la influența nemijlocită a vitezei de creștere a presiunii asupra randamentului întîmpină de la început o dificultate de principiu. Viteza de creștere a presiunii în faza de ardere vizibilă este o mărime variabilă continuu. Se naște întrebarea : care este valoarea cea mai reprezentativă care trebuie luată în considerare ? În literatură se utilizează astăzi două valori caracteristice, și anume : viteza medie și viteza maximă. Prima are un grad mai mare de răspîndire, justificat în primul rînd de ușurința cu care poate fi determinată. Nici una dintre aceste valori caracteristice nu caracterizează pe deplin cinetica reacției, deoarece, se înțelege, la aceleași valori ale vitezei medii sau ale vitezei maxime de creștere a presiunii corespund mai multe legi de variație a presiunii.

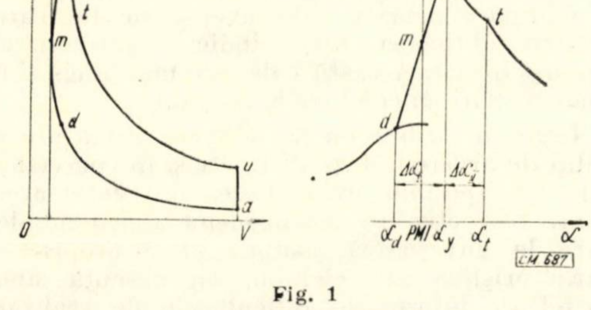


Fig. 1

Urmărirea influenței vitezei maxime de creștere a presiunii asupra randamentului prezintă ca dezavantaj necesitatea de a lua în considerare și variația altor factori, fără de care nu se poate realiza trasarea curbei de presiune. Această împrejurare nu este de natură să elucideze pe deplin influența vitezei maxime asupra randamentului. În schimb, alegerea ca parametru independent a vitezei medii de creștere a presiunii permite evaluarea clară a efectului ei, precum și evaluarea globală a cineticii reacției. Rezultă de aici o simplificare care este apreciată ca neesențială, deoarece faza de ardere vizibilă se desfășoară pe circa 40°RAC în jurul punctului mort interior, astfel încît, oricît de diferite ar fi legile de variație a presiunii, modificările de lucru mecanic și deci sacrificiile de precizie sînt neglijabile.

Alegerea unei legi politrope de variație a presiunii în faza arderii întîrziate din condiția de adiabatism — aici noțiunea de adiabatism are în parte un sens convențional : nu există schimb de căldură cu mediul exterior, dar există izvoare interioare de căldură — reprezintă de asemenea o încercare de mediere a curbei de presiune, care este însă justificată de coincidența, în general satisfăcătoare, pe care o realizează curba analitică cu cea experimentală.

În sfîrșit, în ceea ce privește ultima ipoteză este de observat că modificarea compoziției gazelor, datorită în esență disocierii, trebuie urmărită nu atît pentru influențele pe care le exercită asupra randamentului și presiunilor, ci mai ales pentru efectele pe care le are asupra nivelului energiilor interne și, în consecință, asupra temperaturilor.

Cu aceste ipoteze principale, calculul diagramei mecanice decurge astfel.

Se aleg condițiile inițiale de stare ale agentului motor, la începutul cursei de comprimare, punctul *a* (fig. 1). Pentru ciclurile calculate de autori s-a admis : presiunea $p_a = 0{,}9$ kgf/cm^2; temperatura $T_a = 350$°K ; $M_a = 0{,}545$ kmoli, cantitatea molară de substanță care corespunde unui amestec stoechiometric combustibil și aer, pentru 1 kg octan și un coeficient de gaze reziduale 0,05.

Se comprimă agentul motor pînă în punctul *d*, numit punct de desprindere,* care reprezintă pe diagrama indicată reală începutul fazei de ardere vizibilă. Toate ciclurile au fost calculate pentru un unghi de desprindere invariabil : $\alpha_d = -10$°RAC. Mărimile de stare în punctul d se determină fie urmărind o izentropă într-o diagramă $T-S$, fie precizînd exponentul adiabatic al transformării din bilanţul energetic, în care energia internă se determină din tabele [5]. Pentru un raport de comprimare 9, mărimile de stare în punctul d sînt : presiunea $p_a = 15{,}3$ kgf/cm², temperatura $T_a = 710$°K şi volumul $V_a = 2$ m³.

---

* Momentul de desprindere se precizează pe o diagramă indicată prin punctul de divergență al curbelor de presiune, ridicate într-un ciclu cu antrenare și un ciclu cu ardere.

În faza de ardere vizibilă presiunea variază liniar cu unghiul α, ceea ce în coordonate $p-V$ conduce la o variaţie parabolică [3]. Sfîrşitul fazei principale, adică momentul atingerii presiunii maxime (punctul y, de coordonate p_y, α_y sau p_y V_y) se determină din condiţia de bilanţ energetic :

$$\xi_I E_{0c} + U_d + |AL_{dm}| = U_y + AL_{my}, \qquad (1)$$

unde ξ_I reprezintă fracţiunea din cantitatea totală de căldură disponibilă, care se eliberează în prima fază a arderii ; E_{0c} — energia chimică totală a combustibilului la 0°K ; U_d — energia internă sensibilă în punctul d ; U_y — energia internă totală în punctul y, determinată din diagrama cu disociere energie internă totală-entropie totală ; AL_{dm}, AL_{my}—lucrurile mecanice din punctul d pînă în punctul mort, respectiv din punctul mort în punctul y. După transformări simple rezultă :

$$|AL_{dm}| = AKV_m\, p'_{med}\left(0{,}666\,\alpha_d^3 + \frac{p_d}{p'_{med}}\,\alpha_d^2\right), \qquad (2)$$

$$AL_{my} = AKV_m\, p'_{med}\left(0{,}666\,\alpha_d^3 + \frac{p_m}{p'_{med}}\,\alpha_y^2\right), \qquad (3)$$

ţinînd seamă de relaţiile lui Stecikin [3] dintre volum şi unghi, pentru $\alpha_y \leqslant 60$°RAC. În relaţiile (2) şi (3), A este echivalentul caloric al lucrului mecanic, K — coeficient de transformare, V_m — volumul în punctul mort, p'_{med} — viteza medie de creştere a presiunii, p_m — presiunea în punctul mort. Ecuaţia (1) se rezolvă prin încercări, cu condiţia ca pentru α_y ales iniţial, U_y, determinat în diagramă la presiunea $p_y = p_d + (\alpha_y - \alpha_d)\, p'_{med}$ şi volumul V_y, să satisfacă relaţia (1).

În faza arderii întîrziate, care începe în punctul y şi se termină în punctul t, se degajă cantitatea de căldură $(1-\xi_I)\,E_{0c}$. Mărimile de stare în punctul t se determină din ecuaţia bilanţului energetic

$$\xi_{II} E_{0c} + U_y = U_t + AL_{yt}, \qquad (4)$$

unde $\xi_{II} = 1 - \xi_I$, energia internă U_t se citeşte în diagrame, iar lucrul mecanic AL_{yt} se calculează considerînd transformarea politropă, de exponent mediu e_{yt}, în general subunitar. Se înţelege că ecuaţia (4) trebuie rezolvată de asemenea prin încercări.

În sfîrşit, mărimile de stare la finele destinderii, în punctul u, se citesc din diagrame, considerînd evoluţia t-u de entropie totală constantă.

III. *Rezultatele calculelor*

Calculele au fost dezvoltate în mai multe variante, care pot fi grupate astfel.

a — O serie de cicluri au fost calculate în condiţiile variaţiei vitezei medii de creştere a presiunii ($p'_{med} = 0{,}5$; 1 ; 2,5 ; 3 ; 4,0 ; ∞), pentru ξ_I = const. Pentru determinarea sfîrşitului fazei de ardere întîrziate s-a admis o ipoteză suplimentară, şi anume : viteza medie de degajare a căldurii în faza a doua este proporţională cu viteza medie de degajare a căldurii din faza iniţială, adică :

$$\frac{\xi_{II}}{\Delta\alpha_{II}} = a\,\frac{\xi_I}{\Delta\alpha_I}, \qquad (5)$$

unde $a = 0{,}3$.

b — Un al doilea grup de variante a fost calculat în condiţii identice celor anterioare, cu excepţia ipotezei suplimentare. Pentru acest grup s-a admis că arderea se încheie în acelaşi punct pe ciclu, sau cu alte cuvinte, că durata totală a arderii $\Delta\alpha_\Sigma$ este constantă ; s-au adoptat valorile

$$\Delta\alpha_\Sigma = \Delta\alpha_I + \Delta\alpha_{II} = 50\,;\ 90\,;\ 130\text{°RAC}. \qquad (6)$$

c — Un al treilea grup de variante a fost calculat în condiţiile variaţiei vitezei medii de creştere a presiunii — pentru valorile indicate la punctul a — în ipotezele (5) sau (6) şi cu modificarea cantităţii de căldură degajate în faza iniţială, şi anume $\xi_I = 0{,}3$; 0,5 ; 0,6.

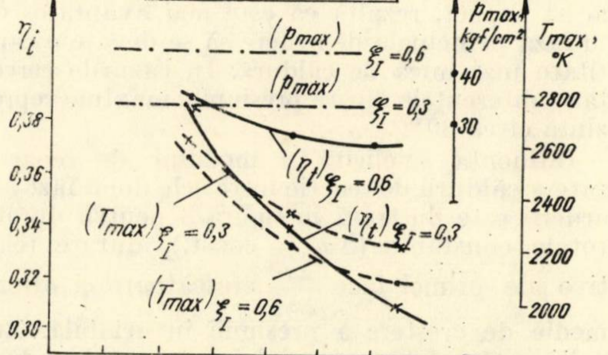


Fig. 2

Rezultatele calculelor sînt prezentate în continuare.

1. Influenţa duratei totale a arderii asupra unor indici caracteristici ai ciclului este ilustrată în figura 2.

Calculele au fost efectuate în condiţiile menţinerii invariabile a vitezei medii de creştere a presiunii, la un nivel relativ redus ($p'_{med} = 1$ kgf/cm²°RAC), pentru două intensităţi diferite de degajare a căldurii în prima fază : $\xi_I = 0{,}3$ şi $\xi_I = 0{,}6$.

Se observă în primul rînd că, o dată cu reducerea duratei totale a arderii, se obţine o îmbunătăţire a randamentului, ceea ce era de altfel de aşteptat. Interesant însă este modul diferit în care se manifestă această influenţă în funcţie de cantităţile de căldură degajate în cele două faze. Astfel, pentru cazul $\xi_I = 0{,}6$, se observă că reducerea duratei de ardere poate deveni interesantă numai în măsura în care condiţiile fizico-chimice permit realizarea unor valori sub 90°RAC. În cel de-al doilea caz considerat ($\xi_I = 0{,}3$), efectul reducerii duratei totale se manifestă pe tot intervalul cercetat. Astfel, în cazul funcţionării motorului cu aprindere prin scînteie la sarcini parţiale, se evidenţiază două căi distincte de sporire a eficienţei economice : fie accelerarea proceselor de oxidare în prima fază a arderii, în condiţiile unei durate totale ridicate, fie reducerea duratei totale în condiţiile unei viteze reduse de degajare a căldurii în prima fază.

O altă observaţie esenţială care se desprinde din investigaţia efectuată este apropierea curbelor de randament în domeniul duratelor reduse. Prin urmare, la durate totale ale arderii sub 50°RAC, legi de degajare a căldurii cu totul opuse conduc la randamente practic egale. În aceste condiţii legile de ardere trebuie apreciate prin alţi indici caracteristici ; anume, în cazul de faţă prin mărimea presiunii maxime. Sub acest aspect, rezultă că este mai avantajos ca în faza principală de ardere să se degaje o cantitate mai mică de căldură. În cazurile cercetate, diferenţele dintre presiunile maxime reprezintă circa 30 %.

Influenţa explicită a modului de repartizare a căldurii de reacţie între cele două faze ale arderii este ilustrată în figura 3 pentru durate totale constante ($\Delta\alpha_\Sigma$ = const.), durate relative ale primei faze $\frac{\Delta\alpha_I}{\Delta\alpha_\Sigma}$ crescătoare şi viteză medie de creştere a presiunii invariabilă. Rezultă încă o dată avantajul duratei totale reduse a arderii, avantaj care se atenuează pe măsura intensificării arderii în prima perioadă. Curba trasată cu linie întreruptă corespunde situaţiei în care se asociază creşterea lui ξ_I cu reducerea duratei totale a arderii. Se observă că pe această cale se poate obţine un cîştig de economicitate de circa 23 %.

Pentru a evidenţia gradul de generalitate a concluziilor stabilite anterior, s-au construit curbele de variaţie a randamentului în funcţie de durata totală a arderii şi pentru alte condiţii caracteristice (fig. 4). Astfel, pentru o repartiţie invariabilă a căldurii pe cele două faze ale arderii, se observă că, la mărirea vitezei de creştere a presiunii, randamentul înregistrează o sporire numai în cazul duratelor mari de ardere ; la durate mici, efectul vitezei medii de creştere a presiunii devine neglijabil. Este de subliniat că, chiar la durate mari de ardere, creşterea randamentului prin intensificarea violentă a arderii nu conduce decît la avantaje minore (circa 5 %) faţă de cazul precedent, cînd creşterea randamentului era peste 20 %. Aceasta atrage atenţia asupra necesităţii de a studia mai îndeaproape dependenţa randamentului faţă de viteza medie de creştere a presiunii.

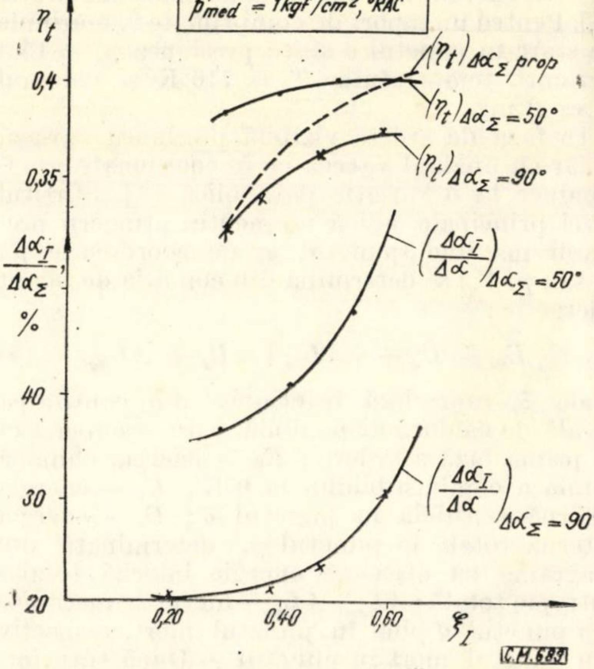


Fig. 3

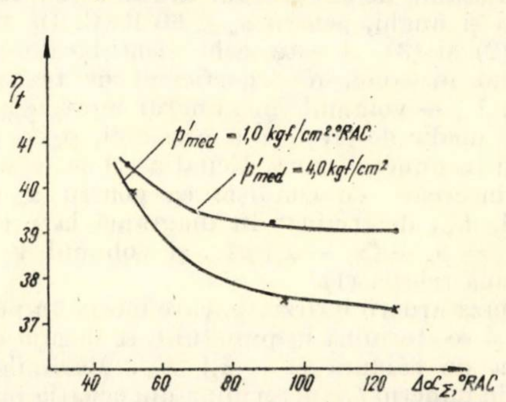


Fig. 4

2. Influenţa vitezei medii de creştere a presiunii asupra unor indici caracteristici ai ciclului este arătată în figura 5. Curbele au fost ridicate pentru două cazuri distincte : a — durată

totală constantă ; b — vitezele medii de degajare a căldurii proporționale pe cele două faze.

Mărirea vitezei medii de creștere a presiunii în condițiile menținerii invariabile a duratei totale a arderii (primul caz) conduce la creșterea ușoară a randamentului (fig.5, *a*) în domeniul valorilor reduse (p'_{med} = 1...2,5 kgf/cm²°RAC) și la reducerea lui, în domeniul valorilor ridicate (p'_{med} = 2,5 kgf/cm² °RAC). Totodată se înregistrează creșterea sensibilă a presiunii maxime în primul domeniu și atingerea unui palier în cel de-al doilea. Temperatura maximă a ciclului rămîne cvasiconstantă. Trecerea randamentului printr-un maxim trebuie atribuită unor influențe contrarii. Astfel, pe de o parte randamentul tinde să crească, ca urmare a efectului favorabil al creșterii vitezei de degajare a căldurii în prima fază ($\Delta\alpha_I$ scade la ξ_I = const.), iar pe de altă parte tinde să scadă, ca urmare a încetinirii degajării căldurii în faza a doua ($\xi_{II}/\Delta\alpha_{II}$ scade).

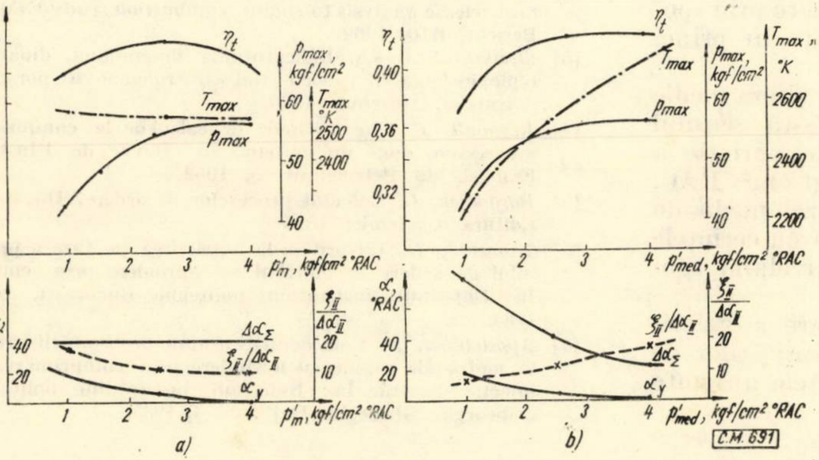


Fig. 5

Variația randamentului în funcție de viteza medie de creștere a presiunii, în condițiile unor viteze medii proporționale de degajare a căldurii (fig. 5, *b*), are o altă alură. Astfel, se constată creșterea lui continuă, ceea ce trebuie explicat prin eliminarea sursei de frînare a degajării de căldură (se observă că durată totală a arderii scade continuu în condițiile adoptate, iar $\xi_{II}/\Delta\alpha_{II}$ crește). Curba de randament atrage însă atenția că în domeniul valorilor ridicate ale vitezei medii de creștere a presiunii avantajul economic este neînsemnat. În plus, domeniul valorilor ridicate ale lui p'_{med} conduce la niveluri înalte ale presiunilor și temperaturilor maxime.

Prezența unui palier al curbei randamentului, asociată cu durate totale reduse ale arderii, justifică încă o dată concluzia enunțată, și anume că pentru o desfășurare a arderii în jurul punctului mort, la durate totale reduse (sub 40°RAC), alura legii de degajare a căldurii își pierde importanța.

Se poate acum răspunde problemei formulate la începutul lucrării. Urmărind variația randamentului în funcție de viteza medie de creștere a presiunii (fig. 6) într-un domeniu larg de valori (p'_{med} = 0,5 . . . ∞) se precizează domeniul în care influența lui p'_{med} se manifestă sensibil asupra randamentului, și anume domeniul valorilor cuprinse între 1,0 și 2,5, pentru ξ_I = 0,6. Pentru a sublinia cele arătate, au fost calculate randamentele ciclurilor limită. Se observă (tabela 1) că chiar dacă arderea se desfășoară la volum constant, fie parțial (ξ_I = 0,6 și $\Delta\alpha_\Sigma$ = 30°RAC), fie integral (ξ_I = 1), variațiile randamentului sînt neînsemnate în cazul nivelului ridicat al vitezei medii de creștere a presiunii.

Tabela 1

Variația randamentului η_t

$\xi_I = 0{,}6$		$\xi_I = 1$
$p'_{med} = 4$	$p'_{med} = \infty$	$p'_{med} = \infty$
42,3	43	43,5

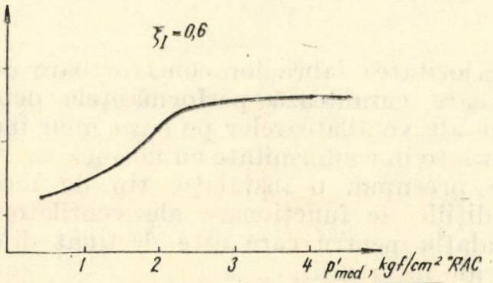


Fig. 6

IV. *Concluzii*

Metoda de cercetare a ciclurilor bazată pe introducerea în calcul a unor indici caracteristici ai procesului de ardere (viteza medie de creștere a presiunii, durata fazelor de ardere și repartiția de căldură pe faze) se dovedește utilă și conduce la următoarele concluzii :

1. Reducerea duratei totale de ardere este o cale eficientă de mărire a economicității, dacă are loc în domeniul valorilor ridicate ale duratei totale (60—120°RAC).

2. În domeniul valorilor reduse ale duratei totale de ardere, modul de degajare a căldurii nu influențează practic randamentul teoretic

al ciclului, dar are o deosebită însemnătate pentru solicitările mecanice (p_{max}).

3. În condițiile limitării la valori reduse a vitezei medii de creștere a presiunii (1—2 kgf/cm² °RAC) și la o durată totală constantă a arderii, se obțin avantaje economice însemnate prin sporirea cantității de căldură degajate în prima perioadă.

4. Dependența randamentului de viteza medie de creștere a presiunii se manifestă sensibil numai într-un anumit interval de variație a acesteia, și anume între 1 și 2,5 kgf/cm² °RAC. Stabilirea valorii optime a vitezei medii de creștere a presiunii trebuie corelată cu cerințele limitării presiunii maxime și a nivelului zgomotelor și trepidațiilor.

Posibilitățile practice de realizare a valorilor optime depind de controlul cantităților de căldură degajate pe faze, de duratele absolute și relative ale acestora.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grünwald, B.* și *Radcenco, V.* Metod rasciota parametrov proțessa zgorania v dvigateliah s iskrovîm zajiganiem. În : Buletinul Institutului politehnic București, nr. 3, 1962, p. 119—137.

[2] *Austen, A.E.W.* și *Lyn, W.T.* The application of the heat release analysis to engine combustion study-CIMAC-Bericht, B10, 1962.

[3] *Stecikin, S.A.* ș.a. Indicatornaia diagramma, dinamica teplovîdelenia i rabocii tiel bîstrohodnovo porșnevo dvigatelia. Moscova, 1960.

[4] *Régnault, T.* Une méthode de calcul de la combustion progressive dans un moteur. În : Revue de l'Institut Français du Petrole, nr. 5, 1962.

[5] *Bărănescu, G.* Calculul proceselor de ardere. București, Editura Academiei, 1955.

[6] *Grünwald, B.* Cu privire la împărțirea pe faze a procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie. În : Buletinul Institutului politehnic București, nr. 5, 1963.

[7] *Apostolescu, N.* Considerații asupra desfășurării arderii în motoarele rapide cu aprindere prin comprimare, cu injecție directă. În : Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej", nr. 4, 1965.

CZ 621.63

Influența admisiunii asupra performanțelor unui ventilator

Mihnea SLĂVESCU

Majoritatea fabricilor constructoare de ventilatoare garantează performanțele debit-presiune ale ventilatoarelor pe baza unor încercări efectuate în conformitate cu normele în vigoare, care presupun o instalație tip de încercare. Condițiile de funcționare ale ventilatorului în instalația pentru care este destinat diferă de cele ale încercării.

Se constată experimental că modul de admisiune a aerului la un ventilator centrifugal are o influență deosebită asupra curbelor sale caracteristice. Normele de încercare ale ventilatoarelor, fie că măsurările se fac pe aspirație cu refulare liberă (fig. 1,*a*), fie că se fac pe refulare cu aspirație liberă (fig. 1,*b*), asigură o admisiune uniformă a aerului în ventilator.

Admisiunea uniformă se caracterizează prin paralelismul firelor de curent față de axa de rotație a ventilatorului. Curbele caracteristice trasate pentru ventilatoare sînt date, în general, pentru o asemenea schemă de măsurare.

Abaterile ce apar față de curbele caracteristice astfel stabilite, în cazul montării unor dispozitive de admisiune, sînt deseori deosebit de importante, determinînd o subdimensionare a întregii instalații.

În cele ce urmează sînt prezentate rezultatele obținute la cercetarea pe model a cîtorva scheme de admisiune. Acestea au fost încercate pentru mai multe tipuri de modele de ventilatoare. În tabela 1 sînt prezentate dimensiunile ventilatoarelor folosite, iar în tabela 2 sînt prezentate dimensiunile și formele dispozitivelor de admisiune încercate.

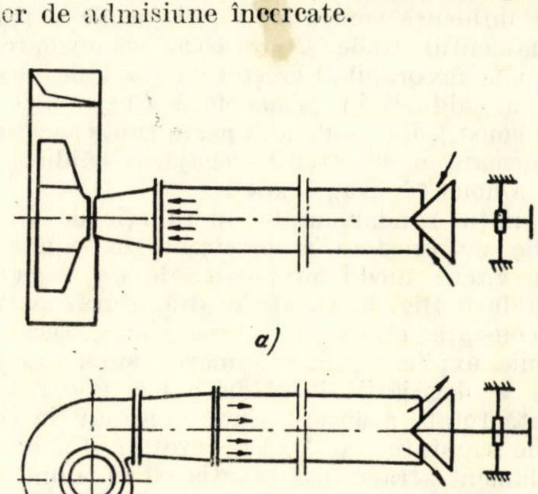
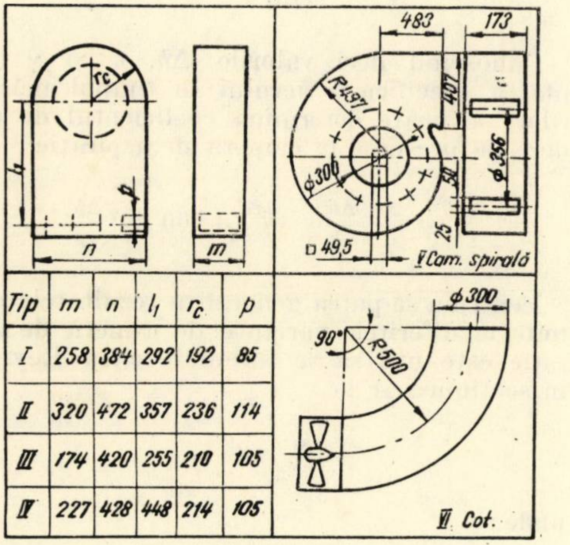


Fig. 1

Desfășurarea încercărilor. Prin parametrii ventilatorului se va înțelege debitul, presiunea și randamentul pe care-l realizează în mod util. În cazul existenței unui dispozitiv de aspirație, acesta este considerat parte integrantă a ventilatorului. Dispozitivele folosite în cursul încercărilor sînt prevăzute cu aparate de reglaj cu clapete, montate în poziție complet deschisă.

Încercarea modelelor a fost efectuată la o turație de 1475 rot/min, vehiculîndu-se aer cu greutate specifică de 1,2 kgf/m³.

Tabela 2



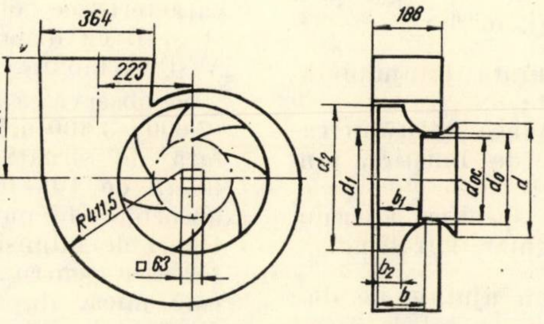
Tip	m	n	l_1	r_c	p
I	258	384	292	192	85
II	320	472	357	236	114
III	174	420	255	210	105
IV	227	428	448	214	105

S-a urmărit studierea a două probleme :

— influența dispozitivelor de aspirație asupra curbelor caracteristice ;

— variația alurei curbei caracteristice în funcție de unghiul dispozitivului de admisiune față de gura de refulare a ventilatorului.

Tabela 1



Tipul rotorului	d_2	d_1	d_2	d_{0c}	d	b_2	b_1	b	l	β_1	β_2	Număr de palete z
A	436	308	286	281	300	89	131	157	70	17°	90°	8
B	436	308	286	281	300	89	132	159	70	17°	57°30′	10
C	436	308	286	281	300	89	132	159	70	17°	57°30′	16
D	436	308	290	285	300	90	134	168	70	17°	57°30′	12
E	453	335	324	321	430	113	149	158	70	Palete profilate		12
F	453	340	324	321	430	113	161	181	70	Palete profilate		20

Pentru a avea posibilitatea montării pe aspirația ventilatorului a dispozitivelor studiate, măsurările s-au efectuat folosind metoda de încercare a ventilatoarelor pe refulare. Aerul aspirat direct din atmosferă este refulat într-un cheson etanș de dimensiuni mari și evacuat din acesta prin ajutaje etalonate. În acest fel se determină ușor debitul și presiunea ventilatorului. Puterea se măsoară cu ajutorul unui motor pendular. Schema instalației de măsurare este prezentată în figura 2 (*1* — ventilator ; *2* — cameră de admisiune ; *3* — cameră de liniștire ; *4* — racord).

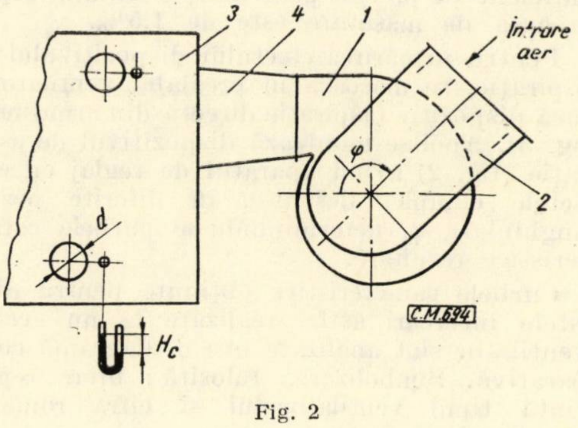


Fig. 2

Debitul ce trece prin ajutaje se determină în funcție de presiunea statică H_c din cameră, cu relația :

$$Q_d = C\sqrt{H_c}, \qquad (1)$$

unde :

Q_d reprezintă debitul ce trece prin ajutaj, m^3/h ;
$C = 3\,600\, k_i A_d \sqrt{\frac{q}{\rho}}$ — constanta ajutajului etalonat ;
H_c — presiunea statică în camera de liniștire, mm H_2O ;
ρ — masa specifică a aerului vehiculat, kgf s^2/m^4.

Camera este prevăzută cu ajutaje de diametru de 60, 100 și 150 mm. În tabela 3 sînt trecute valorile obținute la etalonare pentru constanta K_i, cum și secțiunea A_d a fiecărui ajutaj.

Tabela 3

Diametrul ajutajului d, mm	Secțiunea de etalonare A_d, m^2	Constanta de etalonare K_i
60	0,002825	0,995
100	0,00785	1,05
150	0,01766	1,037

Debitul ventilatorului se calculează cunoscînd debitul ce trece prin toate ajutajele deschise :

$$Q = \Sigma\, Q_d. \qquad (2)$$

Presiunea totală a ventilatorului se determină cu relația :

$$\Delta p_t = H_c + \Delta h_r, \qquad (3)$$

unde Δh_r este pierderea de presiune în racord (fig. 2).

Încercările au arătat că rezultatele sînt suficient de precise pentru $H_c \geqslant 15$ mm H_2O ; eroarea de măsurare este de 1,5%.

Pentru urmărirea efectului dispozitivului de aspirație, se măsoară în prealabil ventilatorul fără dispozitiv (aspirație directă din atmosferă, fig. 3). Apoi se montează dispozitivul de aspirație (fig. 2) avînd aparatul de reglaj cu clapetele complet deschise, în diferite poziții unghiulare φ, determinîndu-se curbele caracteristice rezultate.

Curbele caracteristice obținute pentru diferitele încercări astfel realizate la un același ventilator sînt analizate într-o diagramă comparativă. Simbolizarea folosită : litera reprezintă tipul ventilatorului și cifra romană, camera de aspirație.

Analiza rezultatelor. Se constată o variație însemnată a curbelor caracteristice ale aceluiași ventilator cu și fără cameră de aspirație, cum și variația curbelor caracteristice în funcție de poziția unghiulară φ a dispozitivului de aspirație.

În figura 4 sînt trasate curbele caracteristice obținute pentru ventilatorul *A*, echipat cu dispozitivele de admisiune din tabela 1, montate la $\varphi = 225°$. În figura 5 sînt trasate curbele caracteristice obținute pentru ventilatoarele *A* și *B* cu dispozitivele de admisiune II, IV, V și VI montate în diferite poziții unghiulare.

Se observă că în zona randamentelor maxime (2 600—3 400 m^3/h) apare o scădere a presiunii față de situația ventilatorului cu aspirație liberă de 10—40% și o modificare a puterii absorbite de numai 3—8%, pentru diferitele tipuri de admisiune. Variația curbelor caracteristice pentru același dispozitiv de aspirație este mică, după cum rezultă din figura 5. Diferențele între diferitele poziții nu depășesc 7% pentru presiune și 3% pentru putere.

Pentru analiza rezultatelor se presupune că scăderea de presiune la montarea dispozitivelor de aspirație se datorește unei pierderi de presiune, a cărei ecuație este :

$$\Delta h = \xi_c \frac{\gamma}{2g} v_c^2, \text{ mm } H_2O. \qquad (4)$$

Aceasta depinde de coeficientul de pierdere de presiune ξ_c, caracteristic unghiului φ al dispozitivului de aspirație și de viteza aerului în secțiunea A_c de intrare în dispozitivul de aspirație.

Viteza v_c se poate deduce, folosind legea continuității, din relația :

$$v_c = \frac{Q}{3\,600\,A}, \text{ m/s}.$$

Cunoscînd deci valorile Δh, v_c și γ (greutatea specifică a aerului în timpul măsurărilor) se poate determina coeficientul de pierdere de presiune în camera de aspirație :

$$\xi_c = \frac{2g}{\gamma} \cdot \frac{\Delta h}{v_c^2} = \frac{2g}{\gamma}(3\,600\,A_c)^2 \frac{\Delta h}{Q^2}. \qquad (4')$$

Pentru a se putea generaliza rezultatele obținute la diferitele variante de cameră de aspirație este util să se calculeze cifra Reynolds în secțiunea A_c :

$$R_e = \frac{d v_c}{\nu},$$

unde :

$d = \frac{2\,mm}{m + n}$ este diametrul hidraulic al secțiunii A_c ;
$\nu = 15 \times 10^{-6}$ — viscozitatea la care s-au făcut încercările (între 20 și 25°C, la 760 mm col Hg).

Căderea de presiune Δh este diferența de presiune între curba caracteristică a ventilatorului cu aspirație liberă și cea obținută la montarea dispozitivului de aspirație, pentru un anumit debit Q (fig. 6).

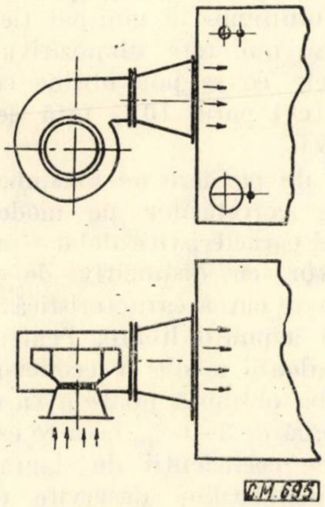


Fig. 3

Folosind relația (4'), în figura 7 sînt trasate domeniile de variație a coeficientului ξ_c în funcție de cifra Reynolds pentru variantele încercate și diferitele poziții unghiulare.

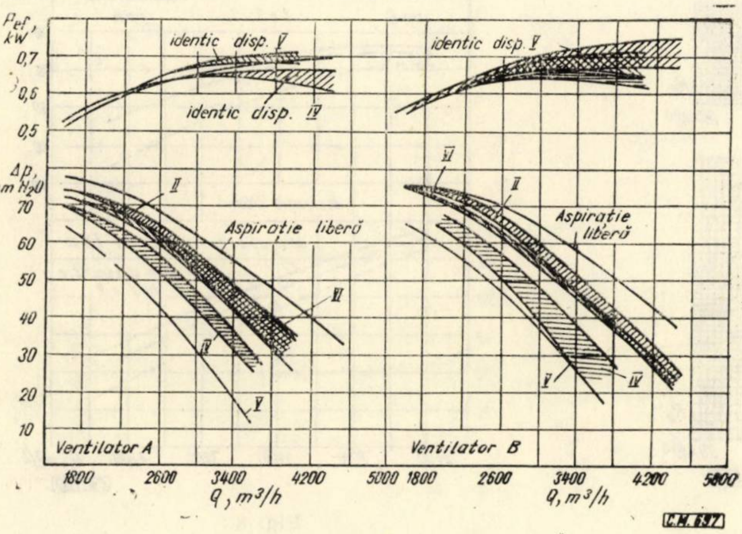


Fig. 5

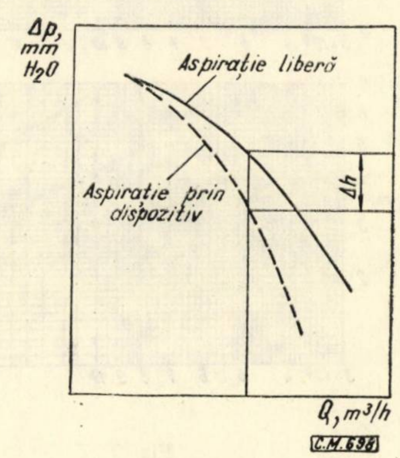


Fig. 6

Din analiza figurii 7 se observă că, pentru sistemele de admisiune în ventilator de tip I—IV (tabela 2), coeficientul $\xi_c = 2-4$ pentru cifre Reynolds mai mari de 200×10^3, indiferent de tipul de cameră folosit. Valoarea coeficientului ξ_c scade cu cît crește cifra Reynolds. Aceeași valoare pentru ξ_c se găsește și la tipul V, observîndu-se o tendință pronunțată de scădere a lui ξ_c cu creșterea cifrei Reynolds.

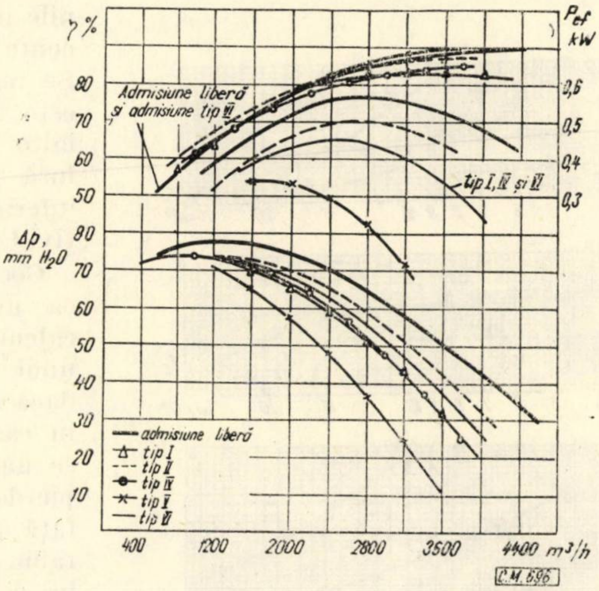


Fig. 4

La camera de tip VI, pentru cifre Reynolds mai mari de 150 000 se găsește un coeficient $\xi_c = 0{,}7-1{,}5$, deci mult mai mic decît pentru celelalte tipuri de admisiune.

Se observă că, deși coeficienții de pierdere ξ_c pentru tipurile I—V de admisiune sînt similari, pierderile variază de la cameră la cameră, după cum se vede în figurile 4 și 5, datorită vitezelor diferite ale aerului în cele şase tipuri de dispozitive de admisiune. Rezultă că obţinerea unor pierderi cît mai mici este legată de realizarea unor dimensiuni cît mai mari ale dispozitivelor de aspiraţie. Astfel, în figura 8, pentru exemplificare sînt trasate curbele caracteristice ale ventilatorului tip A cu dispozitivele de admisiune tip II, V şi VI, avînd aceeaşi secţiune de intrare a aerului. Se observă că dispozitivele tip II şi V duc la realizarea aceleiaşi curbe caracteristice, care este însă mai dezavantajoasă decît în cazul dispozitivului tip VI, pierderile fiind mai mari. Tot în figura 8 sînt reprezentate la scară schemele celor trei dispozitive folosite. Dimensiunile indicate pentru orientare sînt date în procente faţă de diametrul dispozitivului VI. Se remarcă cu uşurinţă că dispozitivul tip V este foarte voluminos în comparaţie cu celelalte. Cel mai mic este dispozitivul tip II, însă rezultatele ce se pot obţine cu el sînt inferioare cu cel puţin 10% faţă de dispozitivul de tip VI.

Coeficienţii de pierdere de presiune obţinuţi ca urmare a cercetărilor pe model permit calculul curbei caracteristice debit — presiune a unui ventilator cu dispozitiv de aspiraţie, dacă se cunoaşte curba caracteristică măsurată în cazul unei aspiraţii libere. Pentru aceasta se alege o valoare medie a coeficientului de pierdere. Curba obţinută poate avea o abatere faţă de cea reală de 3—6%, ceea ce este acceptabil, deoarece coeficienţii de siguranţă aleşi în calculul instalaţiilor deservite de ventilator sînt de 10—15%.

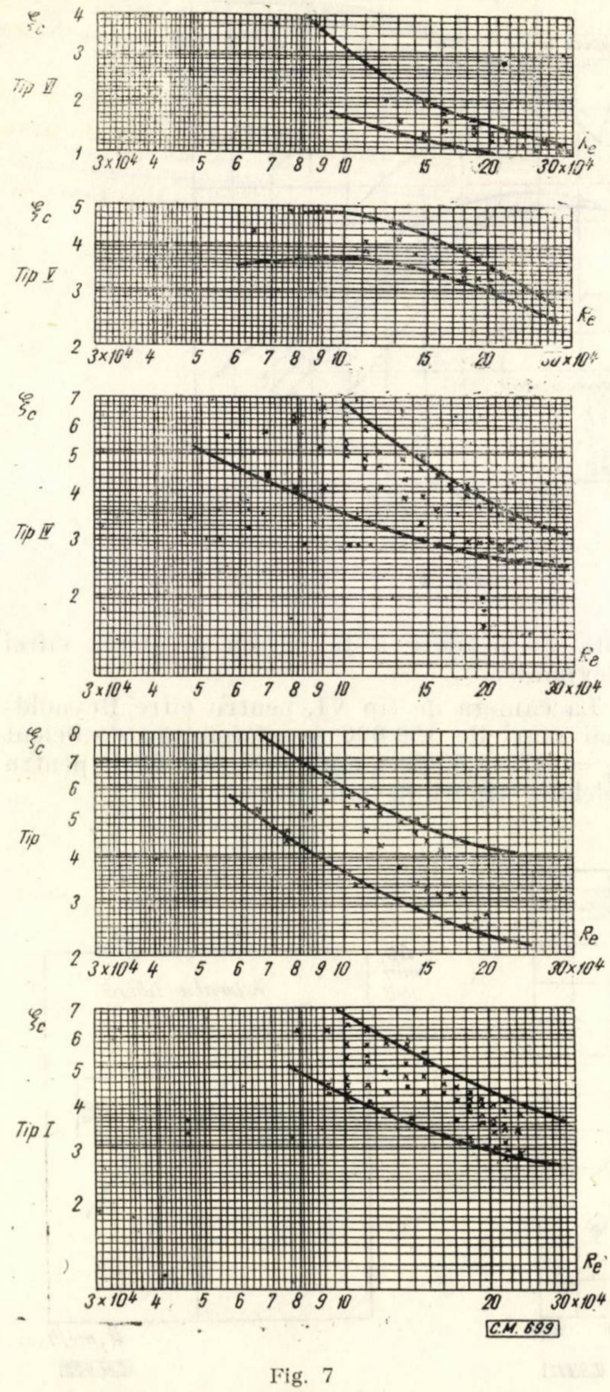


Fig. 7

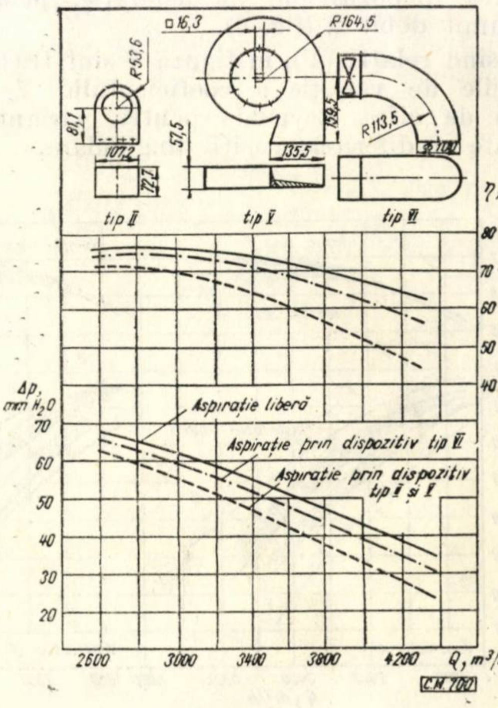


Fig. 8

Concluzii. Încercările pe modele efectuate arată influenţa negativă a dispozitivelor pe aspiraţie asupra performanţelor ventilatorului. În funcţie de soluţiile constructive folosite, scăderea performanţelor poate fi de 5—40%, faţă de soluţia cu aspiraţie liberă. Aceasta este deosebit de important pentru unități mari instalate (ventilatoare pentru cazane, ventilatoare de mină etc.), obținîndu-se randamente și performanțe sub cele scontate, ceea ce duce la o funcționare neeconomică a instalației.

Se pot face următoarele recomandări :

— în cazurile cînd spațiul disponibil este suficient, este utilă folosirea unui sistem de aspirație care să asigure intrarea uniformă axială a aerului ;

— cînd nu se poate evita folosirea unui dispozitiv de aspirație este recomandabilă alegerea soluției de tip VI.

În unele cazuri și soluția de tip II este utilizabilă, pierderile fiind însă mai mari. Calcularea curbei caracteristice efective a ventilatorului cu dispozitiv de aspirație se poate realiza pornind de la curba ventilatorului măsurat conform normelor, cu aspirație liberă, folosind relația (4) în care se alege $\xi_c = 0,7 - 1,5$ pentru tipul VI de aspirație și $\xi_c = 2-4$ pentru tipul II. La proiectarea dispozitivelor de aspirație trebuie însă urmărită realizarea unor viteze, la intrarea în dispozitiv, sub 10 m/s, pentru a limita mărirea pierderilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dimitriev, V. D.* Influența racordurilor instalate în apropierea gurilor de aspirație ale ventilatoarelor, asupra funcționării lui. În : Vodosnobjenie i Sanitarnaia tehnika, nr. 7, 1960.

[2] *Bouwman, H. B.* Influența camerelor de aspirație și a coturilor pe refulare asupra ventilatoarelor radiale. În : Heizung-Lüftung-Haustechnik, vol. 11, nr. 7, 1960.

[3] Proiect de Standard. Ventilatoare-încercări-caracteristici. București, 1965.

CZ 621.833.1 – 752 : 621.831

Vibrațiile roților dințate

Petre D. SIMA

Cauzele care determină vibrațiile roților dințate sînt multiple și variate. Printre cele mai importante se enumeră : modul de solicitare al angrenajului, erorile de execuție și de montaj ale roților, deformațiile elastice ale dinților și ale celorlalte organe componente etc.

Astfel, variația sarcinii determinată de schimbarea numărului de perechi de dinți în angrenare, schimbarea valorii și sensului forțelor de frecare dintre dinții roților dințate față de polul de angrenare (fig. 8), variația momentului activ transmis constituie cauze care provoacă vibrații în angrenaje. De asemenea, erorile de execuție, cum ar fi cele de pas și de profil, precum și cele de montaj, ca dezaxările, mărirea jocului între flancuri prin nerespectarea distanței dintre centre etc., constituie surse evidente de vibrații.

La angrenajele în funcțiune, din cauza solicitărilor care apar între dinții în angrenare, arborii se deformează, axele lagărelor și ale corpurilor reductoarelor nu mai sînt paralele cu cele ale roților și condițiile normale de angrenare nu mai sînt respectate și, în consecință, apar șocuri în angrenaje, care se repetă periodic cu o anumită pulsație, determinată de turația roților precum și de numărul de dinți ai acestora. Intensitatea șocurilor depinde de mărimea devierii roților față de poziția lor normală de angrenare. Cele mai mari valori se ating la transmisiile rapide constituite din roți dințate în consolă și din roți dințate conice. Cu toate acestea și în cazul șocurilor de mică intensitate angrenajele se pot găsi în pericol dacă pulsațiile șocurilor sînt apropiate de pulsațiile proprii ale sistemului, ceea ce poate conduce la rezonanță.

Funcționarea cu șocuri este de asemenea nedorită și din cauza zgomotului care apare în aceste condiții.

Vibrațiile angrenajelor. Se prezintă mai întîi cazul unui angrenaj constituit din două roți dințate (fig. 1) și se presupune că transmisia este stabilă, nu are șocuri și lucrează fără pierderi. Se notează prin $\mathcal{J}_1$ și $\mathcal{J}_2$ momentele de inerție ale roților în raport cu axele de rotație

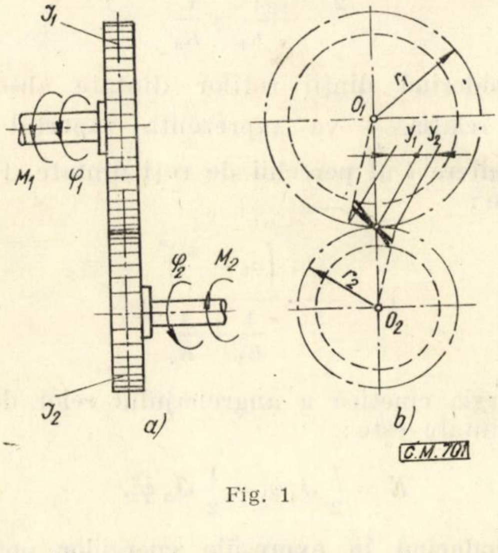


Fig. 1

şi prin K_1 şi K_2 coeficienţii de rigiditate ai dinţilor. Energia potenţială a celor două roţi dinţate în angrenare este:

$$V = \frac{1}{2} K_1 y_1^2 + \frac{1}{2} K_2 y_2^2, \tag{1}$$

unde y_1 şi y_2 sînt deformaţiile de încovoiere ale dinţilor.

Ţinînd seamă că forţa pe circumferinţă este:

$$P = K_1 y_1 = K_2 y_2, \tag{2}$$

relaţia (1) a energiei potenţiale devine:

$$V = \frac{1}{2} P^2 \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}\right). \tag{3}$$

Din condiţia de angrenare se obţine:

$$y_1 + y_2 = r_1 \varphi_1 - r_2 \varphi_2,$$

sau, avînd în vedere relaţiile (2):

$$P \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}\right) = r_1 \varphi_1 - r_2 \varphi_2, \tag{4}$$

unde $r_{1,2}$ sînt razele cercurilor de divizare, iar $\varphi_{1,2}$ — unghiurile de rotire a celor două roţi dinţate.

Înlocuind în relaţia (1) expresia forţei P dedusă din (4), se obţine:

$$V = \frac{1}{2} \frac{(r_1 \varphi_1 - r_2 \varphi_2)^2}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}}. \tag{5}$$

Relaţia (5) se mai scrie:

$$V = \frac{r_1^2}{2} \cdot \frac{\left(\varphi_1 - \frac{r_2}{r_1} \varphi_2\right)^2}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}}. \tag{6}$$

Considerînd dinţii roţilor dinţate absolut rigizi, relaţia $\frac{r_1}{r_2}$ va reprezenta raportul de transmitere i al perechii de roţi dinţate. Prin urmare:

$$V = \frac{r_1^2}{2} \cdot \frac{\left(\varphi_1 + \frac{\varphi_2}{i}\right)^2}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}}. \tag{7}$$

Energia cinetică a angrenajului celor două roţi dinţate este:

$$E = \frac{1}{2} \mathcal{J}_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \mathcal{J}_2 \dot{\varphi}_2^2. \tag{8}$$

Introducînd în expresiile energiilor potenţiale şi cinetice o nouă variabilă:

$$\bar{\varphi}_2 = \frac{\varphi_2}{i},$$

se obţine:

$$V = \frac{1}{2} \varkappa (\varphi_1 - \bar{\varphi}_2)^2, \tag{9}$$

unde s-a notat:

$$\varkappa = r_1^2 \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}\right)^2$$

şi:

$$E = \frac{1}{2} \mathcal{J}_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \dot{\bar{\varphi}}_2^2. \tag{10}$$

Angrenajul celor două roţi dinţate din figura 1 se poate înlocui cu un sistem dinamic echivalent constituit dintr-un arbore avînd rigiditatea la răsucire $\varkappa$, care posedă la extremităţi volanţi de momente de inerţie $\mathcal{J}_1$ şi $\mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2$ (fig. 2) şi ale căror unghiuri de răsucire sînt φ_1 şi $\bar{\varphi}_2$.

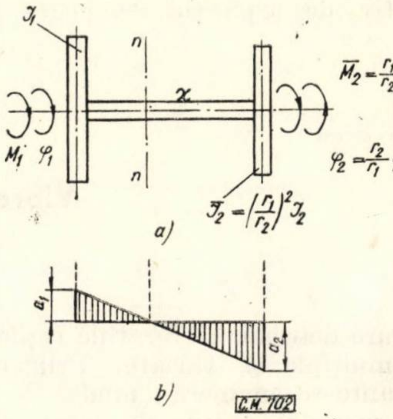

$\mathcal{J}_1$
n
n
$\varkappa$
M_1 φ_1
$\overline{M}_2 = \frac{r_1}{r_2} M_2$
$\bar{\varphi}_2 = \frac{r_2}{r_1} \varphi_2$
$\bar{\mathcal{J}}_2 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \mathcal{J}_2$
a)
a_1
a_2
b)
C.M. 702

Fig. 2

Studiul vibraţiilor de răsucire ale angrenajului din figura 1 revine deci la studiul vibraţiilor arborelui echivalent cu doi volanţi din figura 2. Pulsaţia proprie se poate determina utilizînd ecuaţiile lui Lagrange, care se pot scrie sub forma:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left\| \begin{matrix} \dfrac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} \\ \dfrac{\partial E}{\partial \dot{\bar{\varphi}}} \end{matrix} \right\| + \left\| \begin{matrix} \dfrac{\partial V}{\partial \varphi_1} \\ \dfrac{\partial V}{\partial \bar{\varphi}_2} \end{matrix} \right\| = \left\| \begin{matrix} \dfrac{\partial E}{\partial \varphi_1} \\ \dfrac{\partial E}{\partial \bar{\varphi}_2} \end{matrix} \right\|. \tag{11}$$

În urma efectuării calculelor, rezultă următorul sistem omogen de ecuaţii diferenţiale de ordinul doi:

$$\left.\begin{aligned} & \mathcal{J}_1 \frac{\mathrm{d}^2 \varphi_1}{\mathrm{d}t^2} + \varkappa (\varphi_1 - \bar{\varphi}_2) = 0; \\ & \mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{\mathrm{d}^2 \bar{\varphi}_2}{\mathrm{d}t^2} - \varkappa (\varphi_1 - \bar{\varphi}_2) = 0. \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

În vederea rezolvării sistemului de ecuaţii (12), se caută soluţii armonice de aceeaşi pulsaţie, de forma:

$$\begin{Vmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Vmatrix} \cos pt, \qquad (13)$$

a_1 şi a_2 fiind amplitudinile oscilaţiilor.

Calculînd derivatele şi înlocuind în sistemul (12), se obţine:

$$\left.\begin{aligned} (\mathcal{J}_1 p^2 - \varkappa)\, a_1 + \varkappa a_2 = 0\,; \\ \varkappa a_1 + \left[\mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - \varkappa\right] a_2 = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

Anulînd determinantul matricei:

$$\begin{Vmatrix} \mathcal{J}_1 p^2 - \varkappa & \varkappa \\ \varkappa & \mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 p^2 - \varkappa \end{Vmatrix}, \qquad (15)$$

se obţine ecuaţia:

$$\mathcal{J}_1 \mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 p^4 - \varkappa \left[\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right] p^2 = 0. \qquad (16)$$

Din ecuaţia (16) se determină pulsaţia p a vibraţiilor proprii ale arborelui echivalent:

$$p = \sqrt{\varkappa \frac{\left[\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}{\mathcal{J}_1 \mathcal{J}_2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}. \qquad (17)$$

Arborele prezintă o secţiune neutră n-n (fig. 2), care rămîne imobilă, în timp ce sistemele oscilante din stînga şi din dreapta execută oscilaţii armonice de sensuri contrare cu aceeaşi pulsaţie (17).

Se consideră transmisia cu roţi dinţate din figura 3, *a* formată din două roţi dinţate avînd momentele de inerţie $\mathcal{J}_2'$ şi $\mathcal{J}_2''$, legate de volanţii de momente de inerţie $\mathcal{J}_1'$ şi $\mathcal{J}_3'$ prin arbori elastici de constante elastice K_{12}' şi K_{23}'. Elasticitatea dinţilor în primă instanţă se neglijează. Pentru determinarea momentelor de inerţie $\mathcal{J}_1$, $\mathcal{J}_2$ şi $\mathcal{J}_3$ ale volanţilor arborelui echivalent, se egalează energia cinetică a transmisiei cu aceea a arborelui echivalent.

Energia cinetică a transmisiei este:

$$E = \frac{1}{2} (\mathcal{J}_1' + \mathcal{J}_2')\, \omega_1^2 + \frac{1}{2} (\mathcal{J}_2'' + \mathcal{J}_3')\, \omega_2^2,$$

sau:

$$E = \frac{\omega_1^2}{2} \left[\mathcal{J}_1' + \mathcal{J}_2' + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 (\mathcal{J}_2'' + \mathcal{J}_3')\right]. \qquad (18)$$

Energia cinetică a arborelui echivalent are expresia:

$$E = \frac{\omega_1^2}{2} (\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_3). \qquad (19)$$

Egalînd relaţiile (18) şi (19) ale energiilor cinetice se obţin expresiile momentului de inerţie ale arborelui echivalent:

$$\mathcal{J}_1 = \mathcal{J}_1'\,;\ \mathcal{J}_2 = \mathcal{J}_2' + i^2 \mathcal{J}_2''\,;\ \mathcal{J}_3 = i^2 \mathcal{J}_3', \qquad (20)$$

unde $i = \frac{r_1}{r_2}$ este raportul de transmitere al angrenajului.

Constantele elastice ale arborelui echivalent se determină egalînd energiile potenţiale ale celor doi arbori. Energia potenţială a arborelui echivalent în momentul în care volanţii s-au rotit faţă de poziţia de echilibru cu unghiurile φ_1, φ_2 şi φ_3 este:

$$V = \frac{1}{2} K_{12} (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} K_{23} (\varphi_3 - \varphi_2)^2, \qquad (21)$$

iar energia potenţială a transmisiei:

$$V = \frac{1}{2} K_{12}' (\varphi_2' - \varphi_1')^2 + \frac{1}{2} K_{23} (\varphi_3' - \varphi_2'')^2. \qquad (22)$$

Ţinînd seamă că:

$$\varphi_1' = \varphi_1\,;\ \varphi_2' = \varphi_2\,;\ \varphi_2'' = \frac{r_1}{r_2} \varphi_2\,;\ \varphi_3' = \frac{r_1}{r_2} \varphi_3,$$

relaţia (22) devine:

$$V = \frac{1}{2} K_{12}' (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} K_{23}' \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 (\varphi_3 - \varphi_2). \qquad (23)$$

Egalînd expresiile (21) şi (23), se obţin valorile constantelor elastice K_{12} şi K_{23}:

$$K_{12} = K_{12}'\,;\quad K_{23} = i^2 K_{23}', \qquad (24)$$

unde:

$$K = \frac{G \cdot I_p}{l}.$$

Studiul vibraţiilor de răsucire ale transmisiei din figura 3, *a* revine deci la studiul vibraţiilor de răsucire ale arborelui echivalent cu trei volanţi din figura 3, *b*. Astfel, pulsaţiile proprii se pot determina utilizînd ecuaţiile lui Lagrange, care se pot scrie sub forma:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \begin{Vmatrix} \frac{\partial E}{\partial \dot\varphi_1} \\ \frac{\partial E}{\partial \dot\varphi_2} \\ \frac{\partial E}{\partial \dot\varphi_3} \end{Vmatrix} + \begin{Vmatrix} \frac{\partial V}{\partial \varphi_1} \\ \frac{\partial V}{\partial \varphi_2} \\ \frac{\partial V}{\partial \varphi_3} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} \\ \frac{\partial E}{\partial \varphi_2} \\ \frac{\partial E}{\partial \varphi_3} \end{Vmatrix}. \qquad (25)$$

În urma efectuării calculelor, rezultă următorul sistem omogen de ecuaţii diferenţiale de ordinul doi :

$$\left.\begin{aligned} &\mathcal{J}_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 ; \\ &\mathcal{J}_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + K_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 ; \\ &\mathcal{J}_3 \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} - K_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0. \end{aligned}\right\} \quad (26)$$

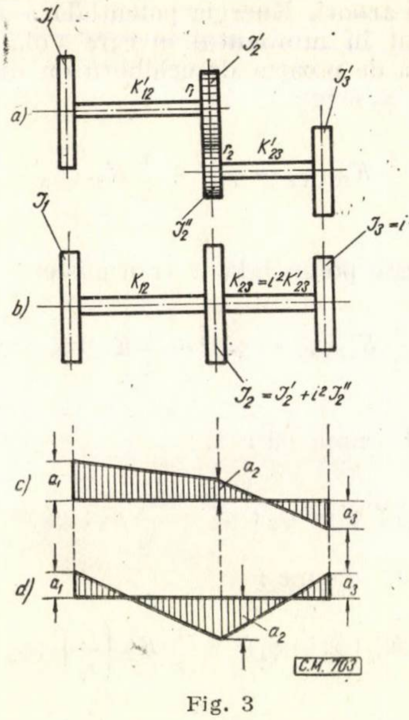


Fig. 3

Pentru rezolvarea sistemului se caută soluţii armonice de aceeaşi pulsaţie :

$$\begin{Vmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{Vmatrix} \cos pt. \quad (27)$$

Calculînd derivatele şi făcînd înlocuirile în sistemul (26), se obţine în urma grupării termenilor următorul sistem de ecuaţii în a_1, a_2 şi a_3 :

$$\left.\begin{aligned} &(\mathcal{J}_1 p^2 - K_{12}) a_1 + K_{12} a_2 = 0 ; \\ &K_{12} a_1 + (\mathcal{J}_2 p^2 - K_{12} - K_{23}) a_2 + K_{23} a_3 = 0 ; \\ &K_{23} a_2 + (\mathcal{J}_3 p^2 - K_{23}) a_3 = 0. \end{aligned}\right\} \quad (28)$$

Sistemul (28) admite şi alte soluţii în afară de cea banală, dacă determinantul matricei :

$$\begin{Vmatrix} \mathcal{J}_1 p^2 - K_{12} & K_{12} & 0 \\ K_{12} & \mathcal{J}_2 p^2 - K_{12} - K_{23} & K_{23} \\ 0 & K_{23} & \mathcal{J}_3 p^2 - K_{23} \end{Vmatrix} \quad (29)$$

este nul. Anulînd determinantul matricei (29) se obţine, în afară de soluţia $p^2 = 0$, următoarea ecuaţie de gradul II în p^2 :

$$\mathcal{J}_1\mathcal{J}_2\mathcal{J}_3 p^4 - [(\mathcal{J}_1\mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_1\mathcal{J}_3) K_{23} + (\mathcal{J}_2\mathcal{J}_3 + \mathcal{J}_1\mathcal{J}_3) K_{12}] p^2 + K_{12} K_{23} (\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_3) = 0. \quad (30)$$

Ecuaţia (30) admite două rădăcini diferite de zero p_1^2 şi p_2^2, care dau cele două moduri de vibraţie a sistemului.

Din sistemul de ecuaţii (28) se deduc uşor relaţiile :

$$\frac{a_1}{a_2} = -\frac{K_{12}}{\mathcal{J}_1 p^2 - K_{23}} ; \quad \frac{a_3}{a_2} = -\frac{K_{23}}{\mathcal{J}_3 p^2 - K_{23}} . \quad (31)$$

Introducînd în relaţiile (31) cea mai mică rădăcină a ecuaţiei pulsaţiilor, se obţine unul dintre rapoarte pozitiv, iar celălalt negativ. În acest caz, doi volanţi se rotesc în acelaşi sens, de exemplu 1 şi 2 din figura 3,*b*, iar al treilea în sens contrar. Forma corespunzătoare a vibraţiei se arată în figura 3,*c*.

Pentru rădăcina cea mai mare, ambele rapoarte (31) sînt negative. În acest caz volantul central se roteşte într-un sens, iar volanţii laterali în sensuri contrare, forma corespunzătoare a vibraţiilor fiind arătată în figura 3, *d*. Dacă se ţine seamă de elasticitatea dinţilor, apare un element a cărui constantă elastică este :

$$K = \frac{3\, r^2}{\dfrac{f^3}{EI} + \dfrac{f^3}{E'I'}} , \quad (32)$$

unde :

f este înălţimea piciorului dintelui ;
E, E' — modulele de elasticitate ale materialelor celor două roţi ;
I, I' — momentele de inerţie axiale ale dinţilor, calculate la rădăcina lor ;
r — raza roţii în raport cu care se face reducerea constantei elastice a angrenajului.

Ca exemplu se consideră transmisia cu roţi dinţate din figura 4. Înlocuind în (32) $r = r_1$, reducerea se face în raport cu arborele conducător şi constanta elastică dată de (32) este chiar K_{23} ; prin urmare :

$$K_{23} = \frac{3\, r_1^2}{\dfrac{f^3}{EI} + \dfrac{f^3}{E'I'}} . \quad (33)$$

Dacă, dimpotrivă, în formula (32) se înlocuieşte $r = r_2$, se obţine K_{23}', adică constanta elastică redusă la arborele condus al transmisiei. Constanta elastică la primul ax va fi :

$$K_{23} = i^2 K_{23}' = i^2 \frac{3\, r_2^2}{\dfrac{f^3}{EI} + \dfrac{f^3}{E'I'}} . \quad (34)$$

Pentru sistemul considerat se procedează așa cum se arată în figura 4; se lasă masa $\mathcal{J}_2$ pe arborele conducător, se înlocuiește elasticitatea angrenajului prin arborele elastic $K_{23} = i^2 \cdot K'_{23}$, iar angrenajul rămîne cu $\mathcal{J} = 0$ și $\mathcal{J}'_3 \neq 0$, ca în figura 4, *b*. Se reduc apoi masele

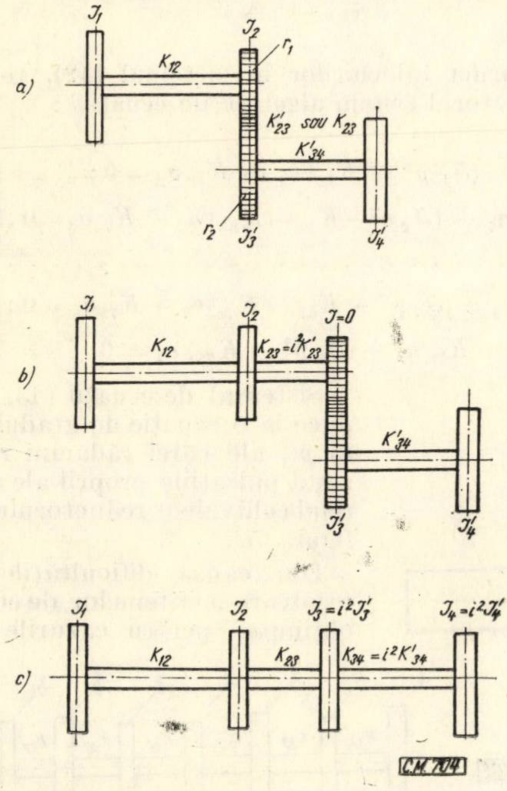


Fig. 4

și elasticitățile arborelui condus la arborele conducător, obținîndu-se schema din figura 4,*c* a unui arbore drept cu patru volanți.

Momentele de inerție $\mathcal{J}_i$ ale volanților acestui arbore au respectiv valorile:

$$\mathcal{J}_1;\ \mathcal{J}_2;\ \mathcal{J}_3 = i^2\mathcal{J}'_3 \text{ și } \mathcal{J}_4 = i^2\mathcal{J}'_4,$$

iar constantele elastice:

$$K_{12},\ K_{23} \text{ sau } K_{23} = i^2K'_{23} \text{ și } K_{34} = i^2K'_{34}.$$

Notînd prin φ_1, φ_2, φ_3 și φ_4 rotirile volanților față de poziția lor de echilibru, energia cinetică a sistemului va fi:

$$E = \frac{1}{2}\mathcal{J}_1\dot\varphi_1^2 + \frac{1}{2}\mathcal{J}_2\dot\varphi_2^2 + \frac{2}{1}\mathcal{J}_3\dot\varphi_3^2 + \frac{1}{2}\mathcal{J}_4\dot\varphi_4^2 = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{4}\mathcal{J}_i\dot\varphi_i^2, \tag{35}$$

iar energia potențială:

$$V = \frac{1}{2}K_{12}(\varphi_2-\varphi_1)^2 + \frac{1}{2}K_{23}(\varphi_3-\varphi_2)^2 + \frac{1}{2}K_{34}(\varphi_4-\varphi_3)^2 = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{3}K_{i(i+1)}(\varphi_{i+1}-\varphi_i)^2. \tag{36}$$

Sistemul de ecuații Lagrange:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left\|\begin{matrix}\dfrac{\partial E}{\partial\dot\varphi_1}\\ \dfrac{\partial E}{\partial\dot\varphi_2}\\ \dfrac{\partial E}{\partial\dot\varphi_3}\\ \dfrac{\partial E}{\partial\dot\varphi_4}\end{matrix}\right\| + \left\|\begin{matrix}\dfrac{\partial V}{\partial\varphi_1}\\ \dfrac{\partial V}{\partial\varphi_2}\\ \dfrac{\partial V}{\partial\varphi_3}\\ \dfrac{\partial V}{\partial\varphi_4}\end{matrix}\right\| = \left\|\begin{matrix}\dfrac{\partial E}{\partial\varphi_1}\\ \dfrac{\partial E}{\partial\varphi_2}\\ \dfrac{\partial E}{\partial\varphi_3}\\ \dfrac{\partial E}{\partial\varphi_4}\end{matrix}\right\| \tag{37}$$

conduce la următorul sistem de ecuații:

$$\left.\begin{aligned}&\mathcal{J}_1\ddot\varphi_1 + K_{12}(\varphi_1-\varphi_2) = 0;\\ &\mathcal{J}_2\ddot\varphi_2 - K_{12}(\varphi_1-\varphi_2) + K_{23}(\varphi_2-\varphi_3) = 0;\\ &\mathcal{J}_3\ddot\varphi_3 - K_{23}(\varphi_2-\varphi_3) + K_{34}(\varphi_3-\varphi_4) = 0;\\ &\mathcal{J}_4\ddot\varphi_4 - K_{34}(\varphi_3-\varphi_4) = 0.\end{aligned}\right\} \tag{38}$$

Căutînd soluții armonice de aceeași pulsație de forma:

$$\left\|\begin{matrix}\varphi_1\\ \varphi_2\\ \varphi_3\\ \varphi_4\end{matrix}\right\| = \left\|\begin{matrix}a_1\\ a_2\\ a_3\\ a_4\end{matrix}\right\| \cos pt,$$

calculînd derivatele și făcînd înlocuirile în sistemul (38), se obține sistemul:

$$\left.\begin{aligned}&(\mathcal{J}_1p^2 - K_{12})\,a_1 + K_{12}a_2 = 0;\\ &K_{12}a_1 + (\mathcal{J}_2p^2 - K_{12} - K_{23})\,a_2 + K_{23}a_3 = 0;\\ &K_{23}a_2 + (\mathcal{J}_3p^2 - K_{23} - K_{34})\,a_3 + K_{34}a_4 = 0;\\ &K_{34}a_3 + (\mathcal{J}_4p^2 - K_{34})\,a_4 = 0.\end{aligned}\right\} \tag{39}$$

Acest sistem omogen în a_1, a_2, a_3 și a_4 admite și alte soluții în afară de cea banală, dacă determinantul matricei:

$$\left\|\begin{matrix}\mathcal{J}_1p^2 - K_{12}, & K_{12}, & 0, & 0\\ K_{12}, & \mathcal{J}_2p^2 - K_{12} - K_{23}, & K_{23}, & 0\\ 0, & K_{23}, & \mathcal{J}_3p^2 - K_{23} - K_{34}, & 0\\ 0, & 0, & K_{34}, & \mathcal{J}_4p^2 - K_{34}\end{matrix}\right\| \tag{40}$$

este nul; anulînd deci determinantul matricei (40), se obţine în urma efectuării calculelor următoarea ecuaţie de gradul trei în p^2, denumită ecuaţia pulsaţiilor :

$$p^6 - \left(\frac{\mathfrak{J}_1 + \mathfrak{J}_2}{\mathfrak{J}_1 \mathfrak{J}_2} K_{12} + \frac{\mathfrak{J}_2 + \mathfrak{J}_3}{\mathfrak{J}_2 \mathfrak{J}_3} K_{23} + \frac{\mathfrak{J}_3 + \mathfrak{J}_4}{\mathfrak{J}_3 \mathfrak{J}_4} K_{34}\right) p^4 +$$
$$+ \left(\frac{\mathfrak{J}_1 + \mathfrak{J}_2 + \mathfrak{J}_3}{\mathfrak{J}_1 \mathfrak{J}_2 \mathfrak{J}_3} K_{12} K_{23} + \frac{\mathfrak{J}_2 + \mathfrak{J}_3 + \mathfrak{J}_4}{\mathfrak{J}_2 \mathfrak{J}_3 \mathfrak{J}_4} K_{23} K_{34} + \right.$$
$$\left. + \frac{\mathfrak{J}_1 + \mathfrak{J}_2}{\mathfrak{J}_1 \mathfrak{J}_2} \cdot \frac{\mathfrak{J}_3 + \mathfrak{J}_4}{\mathfrak{J}_3 \mathfrak{J}_4} K_{12} K_{34}\right) p^2 -$$
$$- \left(\frac{\mathfrak{J}_1 + \mathfrak{J}_2 + \mathfrak{J}_3 + \mathfrak{J}_4}{\mathfrak{J}_1 \mathfrak{J}_2 \mathfrak{J}_3 \mathfrak{J}_4}\right) K_{12} K_{23} K_{34} = 0. \qquad (41)$$

Cele trei rădăcini ale ecuaţiei (41) reprezintă pulsaţiile proprii ale arborelui echivalent, respectiv ale transmisiei cu roţi dinţate.

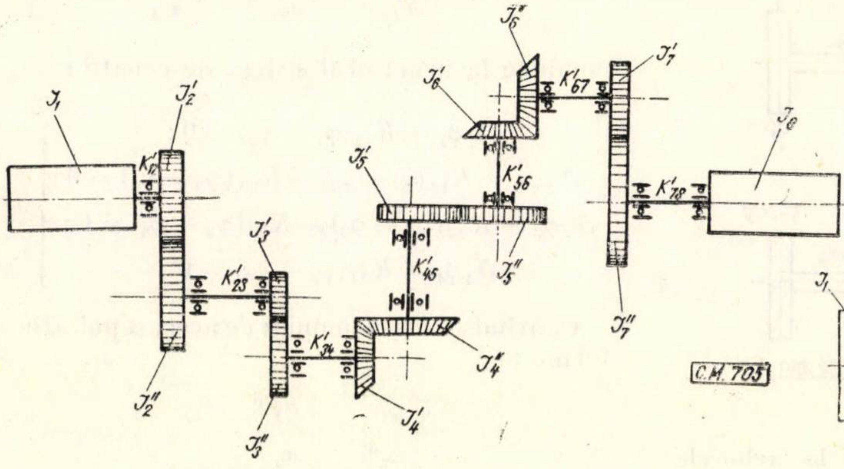


Fig. 5

Celor trei valori ale pulsaţiilor proprii corespund din (39) valorile amplitudinilor a_1, a_2, a_3 şi a_4.

Considerînd o schemă şi mai complexă, de exemplu schema reductorului din figura 5, se obţine sistemul dinamic echivalent constituit din arborele drept cu opt volanţi din figura 6. Momentele de inerţie $\mathcal{J}_i$ ale volanţilor arborelui echivalenţi şi rigidităţile K_{ij} ale porţiunilor de arbore se determină tot pe baza identificării energiilor cinetice şi potenţiale ale celor două sisteme. Pulsaţiile proprii ale vibraţiei transmisiei reductorului se pot determina cu ajutorul ecuaţiilor lui Lagrange, care conduc la următorul sistem de ecuaţii diferenţiale :

$$\left.\begin{aligned}
\mathcal{J}_1 \ddot{\varphi}_1 + K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0\,;\\
\mathcal{J}_2 \ddot{\varphi}_2 - K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + K_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0\,;\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\mathcal{J}_7 \ddot{\varphi}_7 - K_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) + K_{78}(\varphi_7 - \varphi_8) = 0\,;\\
\mathcal{J}_8 \ddot{\varphi}_8 - K_{78}(\varphi_7 - \varphi_9) = 0.
\end{aligned}\right\} \quad (42)$$

Căutînd soluţii de forma :

$$\begin{Vmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \vdots \\ \varphi_8 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_8 \end{Vmatrix} \cos pt,$$

în urma înlocuirilor în sistemul (42), rezultă următorul sistem algebric de ecuaţii :

$$\left.\begin{aligned}
(\mathcal{J}_1 p^2 - K_{12})\, a_1 + K_{12}\, a_2 = 0\,;\\
K_{12}\, a_1 + (\mathcal{J}_2 p^2 - K_{12} - K_{23})\, a_2 + K_{23} a_3 = 0\,;\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
K_{67} a_6 + (\mathcal{J}_7 p^2 - K_{67} - K_{73}) a_7 + K_{78}\, a_8 = 0\,;\\
K_{78}\, a_8 + (\mathcal{J}_8 p^2 - K_{78})\, a_8 = 0.
\end{aligned}\right\} \quad (43)$$

Sistemul de ecuaţii (43) conduce la o ecuaţie de gradul şase în p^2, ale cărei rădăcini reprezintă pulsaţiile proprii ale arborelui echivalent reductorului din figura 5.

Din cauza dificultăţilor de rezolvare a sistemelor de ecuaţii obţinute, pentru cazurile mai complexe se pot aplica, în vederea determinării pulsaţiilor proprii, metode aproximative, ca de exemplu: metoda Holzer-Tolle, metoda lui Rayleigh, metoda lui Gümbel, metoda lui Terskih şi altele.

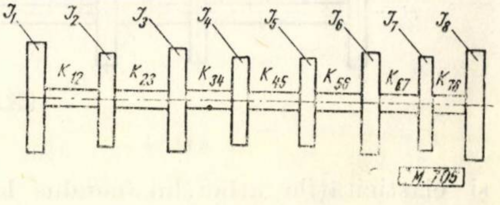


Fig. 6

De asemenea, ţinînd seamă că între vibraţiile sistemelor mecanice şi oscilaţiile circuitelor electrice există o analogie perfectă, aceasta permite rezolvarea cu uşurinţă a unor probleme de vibraţii mecanice, produse de sisteme mecanice complexe, prin transpunerea acestora în scheme electrice echivalente, pe care se continuă studiul vibraţiilor sistemelor mecanice. Singura dificultate a acestei metode constă în a găsi schema electrică corespunzătoare sistemului mecanic oscilant.

Vibraţiile roţilor dinţate. După cum s-a menţionat, una din cauzele care provoacă vibraţiile roţilor dinţate o constituie forţele de frecare care apar pe suprafeţele dinţilor în contact. Aceste forţe sînt funcţie de viteza relativă de alunecare a profilelor, deoarece coeficientul de frecare dintre profilele dinţilor în contact este funcţie de viteza de alunecare. În figura 7 se arată variaţia coeficientului de frecare μ în funcţie de viteza de alunecare.

Forţele de frecare care apar în suprafeţele dinţilor în contact sînt forţe perturbatoare care îşi schimbă sensul periodic. În adevăr, examinînd schema angrenării reprezentată în figura 8, în poziţia arătată în figura 8, *a*, punctul de angrenare *A* se află la stînga polului relativ de angrenare *P* şi forţa de frecare F_2, care acţionează asupra roţii conduse, împiedică rotirea acesteia. Forţa de frecare F_1 care acţionează asupra roţii motoare este egală şi de sens contrar cu forţa F_2; prin urmare ea contribuie la rotirea roţii motoare. Cele spuse despre forţele de frecare F_1 şi F_2 sînt valabile pînă în momentul în care punctul de angrenare şi polul de angrenare coincid. În acel moment, alunecarea relativă a profilelor se opreşte, iar forţele de frecare F_1 şi F_2 îşi schimbă sensul instantaneu (fig. 8, *b*); din acest moment forţa F_1 va împiedica rotirea roţii motoare, în schimb forţa F_2 va ajuta rotirea roţii conduse.

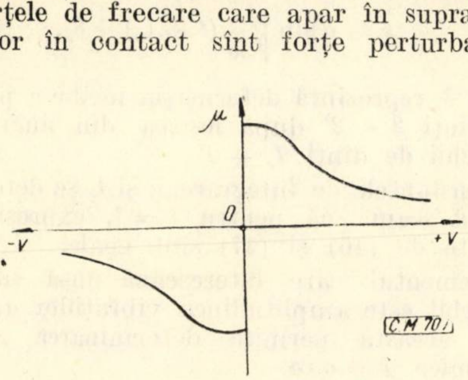


Fig. 7

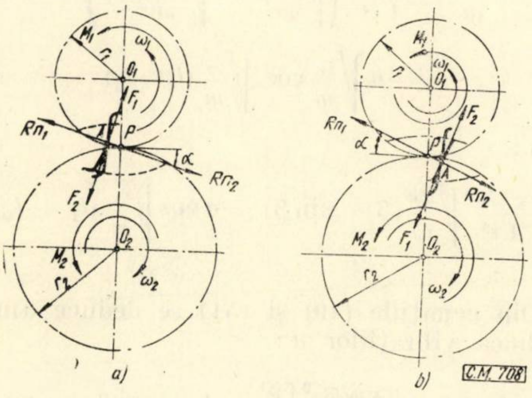


Fig. 8

Variaţia în valoare şi sens a forţelor de frecare F_1 şi F_2 constituie, prin urmare, surse de vibraţii ale roţilor dinţate.

În cele ce urmează se analizează influenţa pe care o exercită, asupra dinamicii roţii, ieşirea unei perechi de dinţi din angrenare.

Considerînd două roţi cilindrice cu dinţi în angrenare (fig. 9), se observă că în momentul în care perechea de dinţi *1 — 1'* iese din angrenare, următoarea pereche de dinţi *2 — 2'* deja se găseşte în contact. Sarcina dinamică ce apare în timpul ieşirii din angrenare a perechii de dinţi *1 — 1'* se datoreşte vitezei variabile $\dot{s}$ pe care o au profilele perechii de dinţi *2 — 2'* în momentul în care acestea intră în contact. Repartizînd această sarcină între cele două perechi de dinţi, atunci apropierea profilelor perechii de dinţi *2 — 2'* în procesul angrenării perechii de dinţi *1 — 1'* are loc cu viteza variabilă $\dot{s}_y$.

În momentul în care începe contactul perechii de dinţi *1 — 1'*, moment ce va fi socotit drept timp iniţial, $\dot{s}_y = 0$.

Notînd apropierea relativă a profilelor, la un moment oarecare *t*, prin s_y şi asimilînd elementul de evolventă cu un element de parabolă, funcţia apropierii relative a profilelor este tot o parabolă:

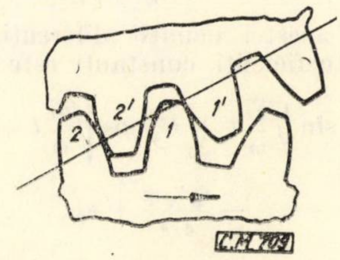


Fig. 9

$$s_y = \frac{\ddot{s}_y}{2} t^2,$$

unde acceleraţia constantă $\ddot{s}_y$ se determină la timpul $t = t_1$ în funcţie de $s_y = s_{y1}$ şi $\dot{s}_y = \dot{s}_{y1}$; rezultă:

$$\ddot{s}_y = \frac{\dot{s}_{y1}^2}{2\, s_{y1}}.$$

Apropierea reală a profilelor în momentul *t* este mai mică decît s_y; ea este egală cu deformaţia suplimentară a perechii de dinţi $s - s_0$, unde *s* este deformaţia totală a dinţilor, iar s_0 — deformaţia iniţială.

Prin urmare, la momentul *t*, deformaţia perechii de dinţi *1 — 1'* se micşorează cu mărimea:

$$s_y - (s - s_0) = \frac{\ddot{s}_y t^2}{2} - s + s_0.$$

Notînd rigiditatea specifică a dinţilor în timpul angrenării prin c_K şi c_c, asupra perechii de dinţi studiate va acţiona forţa dinamică suplimentară:

$$c_K\left(\frac{\ddot{s}_y t^2}{2} - s + s_o\right).$$

Forţa dinamică suplimentară care acţionează asupra perechii de dinţi în momentul iniţial va fi :

$$c_c(s - s_0).$$

Ţinînd seamă că forţa de inerţie este :

$$m\ddot{s},$$

unde m este masa specifică a roţilor dinţate, şi aplicînd principiul lui d'Alambert, se obţine ecuaţia :

$$m\ddot{s} - c_K\left(\frac{\ddot{s}_y t^2}{2} - s + s_0\right) + c_c(s - s_0) = 0,$$

care se mai scrie :

$$\ddot{s} + \frac{2c}{m}s = \frac{c_K\ddot{s}_y}{2m}t^2 + \frac{2c}{m}s_0, \tag{44}$$

unde m este masa specifică efectivă a roţilor dinţate, iar :

$$2c = c_K + c_c.$$

Soluţia acestei ecuaţii diferenţiale neomogene cu coeficienţi constanţi este :

$$s = C_1\sin\sqrt{\frac{2c}{m}}t + C_2\cos\sqrt{\frac{2c}{m}}t + \frac{c_K\ddot{s}_y}{4c}t^2 - \frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2} + s_0. \tag{45}$$

Constantele de integrare C_1 şi C_2 se determină pe baza condiţiilor cinematice iniţiale.

Astfel, ţinînd seamă că la $t = 0$, $s = s_0$, rezultă :

$$s_0 = C_2 - \frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2} + s_0,$$

de unde :

$$C_2 = \frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2}.$$

De asemenea avînd în vedere că :

$$v = \frac{ds}{dt} = \sqrt{\frac{2c}{m}}C_1\cos\sqrt{\frac{2c}{m}}t - \sqrt{\frac{2c}{m}}C_2\sin\sqrt{\frac{2c}{m}}t + \frac{c_K\ddot{s}_y}{4c}t$$

şi, ţinînd seamă că în momentul iniţial viteza este nulă, se obţine $C_1 = 0$. Rezultă prin urmare, în urma înlocuirii constantelor, următoarea ecuaţie :

$$s = \frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2}\left(\cos\sqrt{\frac{2c}{m}}t - 1\right) + \frac{c_K\ddot{s}_y^2}{4c}t_2 + s_0. \tag{46}$$

Evident că ecuaţia (46) se poate utiliza numai pentru $t \leqslant t_1$, unde t_1 este momentul ieşirii depline din angrenare a perechii de dinţi *1 — 1'*.

Pentru $t > t_1$ dinţii încep să vibreze ; ecuaţia vibraţiilor dinţilor este :

$$s = a\sin\sqrt{\frac{c_c}{m}}(t + t_\varphi) + \delta_c, \tag{47}$$

unde δ_c reprezintă deformaţia medie a perechii de dinţi *2 — 2'* după ieşirea din angrenarea perechii de dinţi *1$_c$ — 1'*.

Constantele de integrare a şi t_φ se determină ţinînd seamă că pentru $t = t_1$ expresiile lui s date de (46) şi (47) sînt egale.

Elementul care interesează însă în mod deosebit este amplitudinea vibraţiilor a, deoarece aceasta permite determinarea sarcinii dinamice $u = c_c \cdot a$.

Introducînd notaţia :

$$\sqrt{\frac{2c}{m}}t_1 = \beta,$$

ecuaţia (46) capătă forma :

$$s = \frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2}\left(\frac{\beta^2}{2}\cdot\frac{t^2}{t_1^2} - 1 + \cos\beta\frac{t}{t_1}\right) + s_0. \tag{48}$$

Înlocuind în (47) şi (48) $t = t_1$ şi egalînd rezultă :

$$s = \frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2}\left(\frac{\beta^2}{2} - 1 + \cos\beta\right) + s_0 = a\sin\sqrt{\frac{c_c}{m}}(t_1 + t_\varphi) + \delta_c \tag{49}$$

şi în urma derivării :

$$\frac{ds}{dt} = \frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2}\left(\sqrt{\frac{2c}{m}}\beta - \sqrt{\frac{2c}{m}}\sin\beta\right) = a\sqrt{\frac{c_c}{m}}\cos\sqrt{\frac{c_c}{m}}(t_1 + t_\varphi) \tag{50}$$

sau :

$$\frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2}\sqrt{\frac{2c}{c_c}}(\beta - \sin\beta) = a\cos\sqrt{\frac{c_c}{m}}(t_1 + t_\varphi). \tag{51}$$

Din ecuaţiile (49) şi (51) se deduce amplitudinea vibraţiilor a :

$$a^2 = \left(\frac{c_K\ddot{s}_y m}{4c^2}\right)^2\left[\frac{\beta^2}{2} - 1 + \cos\beta - \frac{4c^2}{c_K\ddot{s}_y m}(\delta_c - \delta_0)\right]^2 + \frac{2c}{c_c}(\beta - \sin\beta)^2. \tag{52}$$

Notînd prin p_n sarcina specifică normală pe ambele perechi de dinţi care se află în angrenare, pentru $t < t_1$ rezultă :

$$p_n = s_0 c_c + \delta_K c_K = \delta_c c_c,$$

de unde :

$$\delta_c - s_0 = \delta_K \frac{c_K}{c_c}. \tag{53}$$

Pentru $t = t_1$, unde t_1 se determină din ecuația :

$$\frac{\ddot{s}_y t_1^2}{2} - s_1 + \delta_c = \delta_K, \tag{54}$$

egalitatea (46) devine :

$$s_1 = \frac{c_K \ddot{s}_y m}{4\,c^2}\left(\cos\sqrt{\frac{2c}{m}}\,t_1 - 1\right) + \frac{s_K \ddot{s}_y^2 t_1^2}{4\,c} + s_0. \tag{55}$$

Din relațiile (54) și (55) se deduce, ținînd seamă și de (53) :

$$\delta_K = -\frac{\ddot{s}_y t_1^2}{2} - \frac{c_K \ddot{s}_y}{4c} t_1^2 + \frac{c_K\,\ddot{s}_y m}{4\,c^2}(1 - \cos\beta) =$$

$$= \frac{c_K \ddot{s}_y m}{4c^2}\left[\frac{c_c \beta^2}{2\,c_K} + (1 - \cos\beta)\right]. \tag{56}$$

Prin urmare relația (53) se mai scrie :

$$\delta_c - s_0 = \frac{c_K^2 \ddot{s}_y m}{4\,c_c c^2}\left[\frac{c_c \beta^2}{2\,c_K} + (1 - \cos\beta)\right]. \tag{57}$$

De asemenea, considerînd relația :

$$\frac{\ddot{s}_y t_1^2}{2} - s_1 + \delta_0 = \delta_K, \tag{62}$$

și ținînd seamă de (60) și (61), se obțin ecuațiile :

$$s_1 = \frac{\ddot{s}_y t_1^2}{2} - \Delta_0 = \frac{c_K \ddot{s}_y m}{4\,c^2}\left(\frac{\beta^2}{2} - 1 + \cos\beta\right) +$$

$$+ s_0 = \frac{c_K \ddot{s}_y m}{4\,c^2}\beta^2\left(0{,}5 - \frac{1 - \cos\beta}{\beta^2}\right) + s_0 =$$

$$= \frac{c_K \ddot{s}_y}{2\,c} t_1^2\left(0{,}5 - \frac{1 - \cos\beta}{\beta^2}\right) + s_0.$$

Ținînd seamă că $2c = c_K + c_c$, se obține :

$$\ddot{s}_y = \frac{\Delta_0 + s_0}{\dfrac{t_1^2}{2}\left[1 - \dfrac{c_K}{c}\left(\dfrac{1}{2} - \dfrac{1 - \cos\beta}{\beta^2}\right)\right]}$$

sau :

$$\ddot{s}_y = \frac{4\,c\,(\Delta_0 + s_0)}{t_1^2\left(c_c + 2\,c_K \dfrac{1 - \cos\beta}{\beta^2}\right)}. \tag{63}$$

Ținînd seamă de (63) și avînd în vedere că $\frac{2c}{m} t_1^2 = \beta^2$, expresia (59) a amplitudinii oscilațiilor devine :

$$a = \frac{4\,c c_K (\Delta_0 + s_0)}{c_c\,\beta^2\left(c_c + 2\,c_K \dfrac{1 - \cos\beta}{\beta^2}\right)}\sqrt{(1 - \cos\beta)^2 + \frac{c_c}{2\,c}(\beta - \sin\beta)^2},$$

de unde :

$$\frac{a}{\dfrac{c_K}{c_c}(\Delta_0 + s_0)} = \frac{4\,c}{c_c\,\beta^2\left(1 + \dfrac{2c_K}{c_c}\cdot\dfrac{1 - \cos\beta}{\beta^2}\right)}\sqrt{(1 - \cos\beta)^2 + \frac{c_c}{2\,c}(\beta - \sin\beta)^2}. \tag{64}$$

Înlocuind (57) în (52) se obține, în urma extragerii rădăcinii pătrate, amplitudinea oscilațiilor dinților :

$$a = \frac{c_K \ddot{s}_y m}{4\,c^2}\sqrt{\left(1 + \frac{c_K}{c_c}\right)^2(1 - \cos\beta)^2 + \frac{2c}{c_c}(\beta - \sin\beta)^2} \tag{58}$$

sau ținînd seamă că $c_c + c_K = 2c$:

$$a = \frac{c_K \ddot{s}_y m}{2\,cc_c}\sqrt{(1 - \cos\beta)^2 + \frac{c_c}{2c}(\beta - \sin\beta)^2}. \tag{59}$$

Din ecuația (48), pentru $t = t_1$ se obține :

$$s_1 = \frac{c_K \ddot{s}_y m}{4\,c^2}\left(\frac{\beta^2}{2} - 1 + \cos\beta\right) + s_0. \tag{60}$$

Deoarece diferența deformațiilor δ_K și δ_0 este egală cu diferența pasului pe cercul de bază Δ_0, rezultă :

$$\delta_K - \delta_0 = \Delta_0. \tag{61}$$

În figura 10 se arată variația raportului $\dfrac{a}{\dfrac{c_K}{c_c}(\Delta_0 + s_0)}$ în funcție de β°. Din grafic se vede

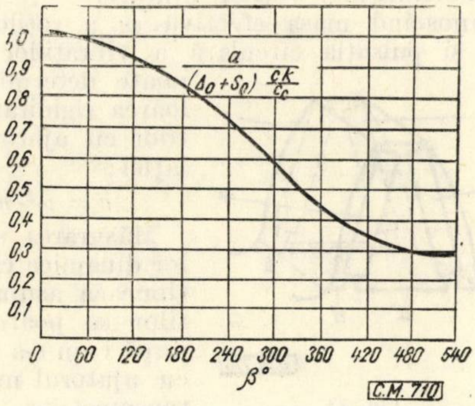


Fig. 10

că, pentru valori mici ale lui β, raportul capătă valorile cele mai mari.

Vibrațiile dinților roților dințate determină apariția unor eforturi suplimentare care solicită angrenajul, a căror valoare maximă se produce în timpul rezonanței.

Determinări experimentale. Studiul teoretic al vibrațiilor roților dințate se poate verifica printr-o serie de determinări experimentale. Astfel, determinarea experimentală a rigidității dinților se poate face cu ajutorul a două roți dințate suspendate de două tije elastice, ca în figura 11. Introducînd între doi dinți în angrenare o bucată de cauciuc, se poate asigura în bune condiții contactul metalic pe fețele opuse ale dinților. În vederea determinării sarcinilor dinamice care apar în timpul funcționării angrenajului, se lipesc mărci tensometrice pe unul din dinți. Mărcile sînt puse în legătură cu un amplificator și un oscilograf, existînd astfel posibilitatea determinării pulsației vibrațiilor roților dințate.

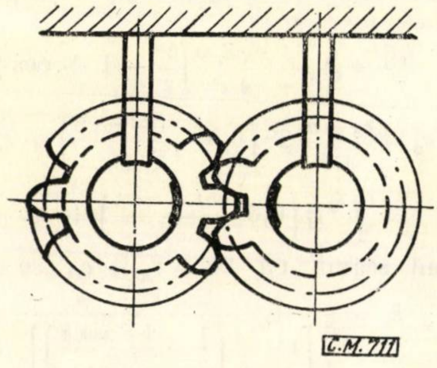


Fig. 11

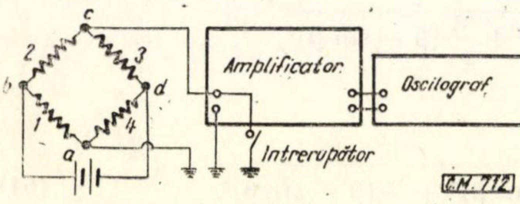


Fig. 12

Cunoscînd masa efectivă m a roților dințate și pulsația circulară a vibrațiilor ω, se poate determina valoarea rigidității dinților cu ajutorul relației:

$$c = \omega^2 \cdot m.$$

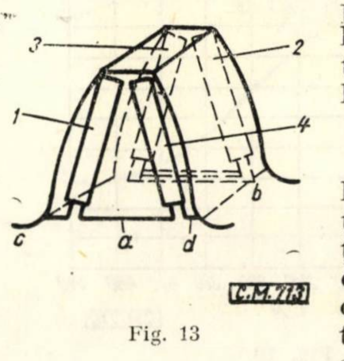


Fig. 13

Măsurarea sarcinilor dinamice care acționează asupra dinților se poate face, după cum s-a arătat, cu ajutorul mărcilor tensometrice și al aparaturii de înregistrare corespunzătoare (fig. 12). Patru mărci (1, 2, 3, 4) conectate după schema unei punți sînt lipite pe suprafața frontală a dintelui, cum se arată în figura 13, obținîndu-se o punte sensibilă. Printr-o astfel de repartiție a mărcilor se elimină complet erorile datorite temperaturii, deoarece toate mărcile punții lucrează la aceeași temperatură.

Într-o altă variantă, în una din diagonalele (a, b, c, d) ale punții de măsurat se cuplează trei rezistențe consecutive (fig. 14). Rezistența din mijloc poate fi variată și, cu ajutorul ei, este posibilă echilibrarea punții.

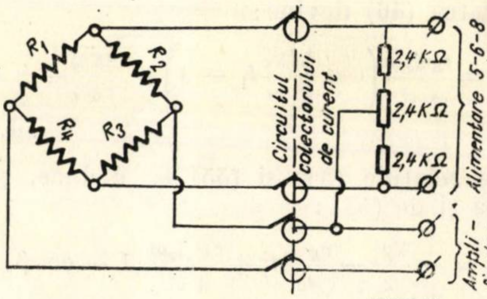


Fig. 14

Unul dintre procedeele eficiente de investigație în studiul vibrațiilor roților dințate constă în obținerea de oscilograme cu ajutorul oscilografelor.

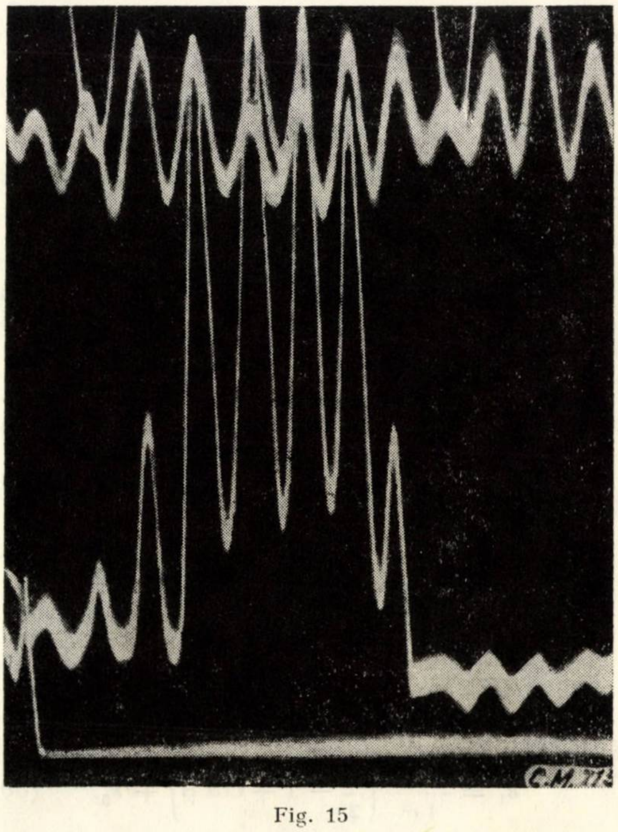
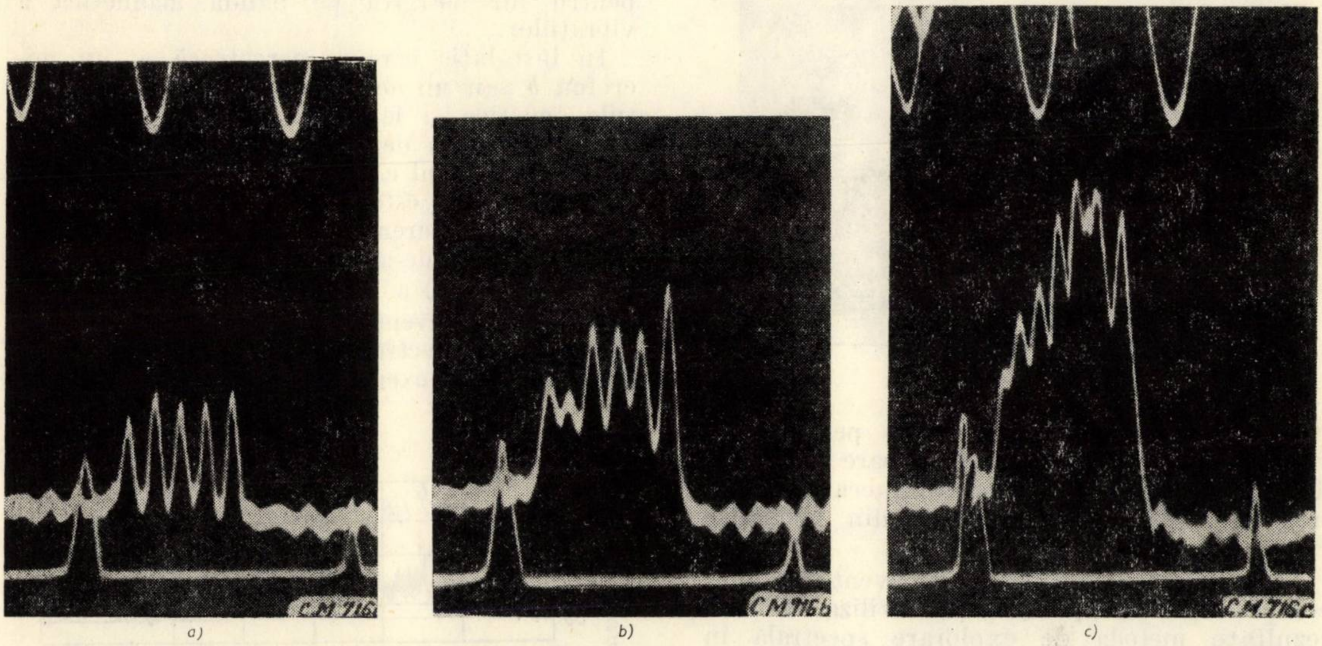


Fig. 15

În figura 15 se prezintă oscilograma variației efortului total din dintele unei roți dințate în timpul rezonanței, corespunzător unei viteze periferice a dintelui egală cu: $v = 7{,}58$ m/s.

Curba superioară reprezintă oscilograma vibrațiilor corpului roții dințate, în care sînt fixați dinții acesteia.



a)

b)

c)

Fig. 16

În figura 16 se arată oscilogramele variației efortului total din dinții unei roți dințate în timpul angrenării. Astfel, în figura 16, *a* se prezintă cazul în care sarcina specifică normală pe ambele perechi de dinți este $p_n = 40$ kg/cm; în figura 16, *b*, cazul în care $p_n = 85$ kg/cm, iar în figura 16, *c*, cazul pentru care $p_n = 170$ kg/cm.

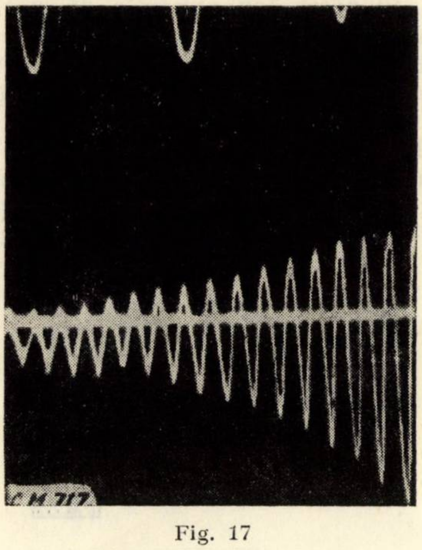


Fig. 17

În figura 17 se prezintă curba vibrațiilor amortizate ale unei roți dințate, determinate de masa și rigiditatea dinților.

În figura 18 se pot vedea diferite pulsații ale vibrațiilor în regiunile unei perechi sau a două perechi de dinți în angrenare.

În figura 19 se arată o instalație de măsurare a vibrațiilor, cu captatori rezistivi și înregistrare prin oscilograf.

În condițiile unui număr mai mare de vibrații armonice, adică ale unui complex de vibrații, fiecare vibrație este determinată prin amplitudine, frecvență și pulsație, precum și prin defazajul propriu. În cazul în care amplitudinea variază în timp ce pulsația rămîne constantă are loc o modulație de amplitudine.

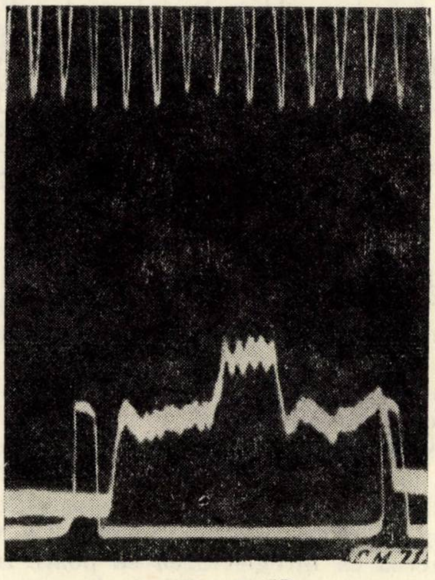


Fig. 18

Dacă însă variază pulsaţia, respectiv defazajul, se produce o modulaţie de frecvenţă, respectiv de fază.

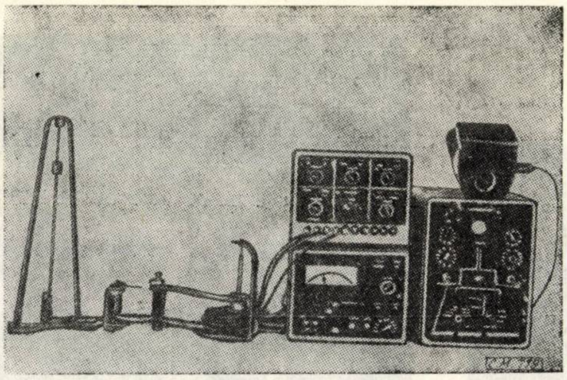


Fig. 19

Indicaţia cea mai importantă pentru provenienţa unor vibraţii perturbatoare este dată de către frecvenţă, deoarece din aceasta se pot trage concluzii asupra piesei din instalaţie care o produce.

În vederea determinării frecvenţelor unui complex de vibraţii se poate utiliza cu bune rezultate metoda de explorare spectrală în domeniul frecvenţelor audio a lui Grützmacher. Metoda utilizează un analizor de frecvenţă, cu o lăţime de bandă constantă pe întreaga gamă de frecvenţe, permiţînd separarea cu aceeaşi fineţe, atît în domeniul frecvenţelor înalte, cît şi în acela al frecvenţelor joase atunci cînd două frecvenţe prezintă aceeaşi fază.

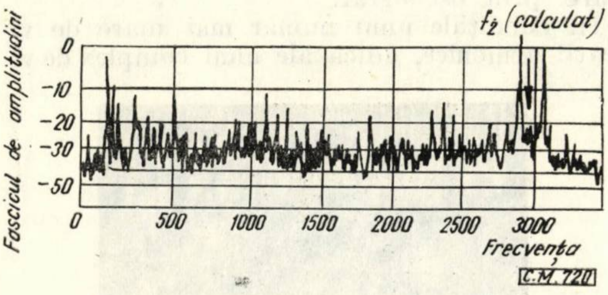


Fig. 20

Analizorul spectral se utilizează comod atunci cînd se efectuează înregistrarea valorilor de măsurat pe bandă de magnetofon, în care caz se folosesc pentru analiză bucle de benzi magnetice. Un alt avantaj al metodei cu înregistrare pe bandă magnetică rezultă şi din aceea că înregistrarea se poate reda cu o viteză mai mare a benzii decît cea cu care s-a înregistrat, deoarece prin aceasta diferenţele de frecvenţă ale frecvenţelor apropiate se măresc, astfel că analizorul cu explorare spectrală poate să le separe mai bine.

În figurile 20 şi 21 se arată două analize spectrale ale sunetelor radiate de corpul unui angrenaj cu roţi dinţate. Pe abscisă înregistrarea analizei indică frecvenţa, iar pe ordonată, valorile de vîrf ale acceleraţiei.

În figura 22 se arată dispunerea aparatelor pentru înregistrarea pe bandă magnetică a vibraţiilor.

În instalaţia care se cercetează *a*, un microfon *b* sau un accelerometru captează vibraţiile acustice şi le transmite prin amplificatorul *g* la pista de măsurare a benzii magnetice din aparatul *c*. Frecvenţa f_{z_1} de angrenare a dinţilor, care este produsă cu ajutorul unui generator de curent alternativ *d*, se înregistrează pe cea de-a doua jumătate de pistă (pista auxiliară) a benzii magnetice.

Reglarea frecvenţei este aplicată la intrarea unui contor electronic cu preselecţie *e*, care este reglat de exemplu pe numărul de dinţi z_1 şi care, de fiecare dată, după z_1 oscilaţii, dă un impuls electric scurt. Acest impuls comandă lampa unui stroboscop cu impulsuri de lumină *f*, care iluminează arborele pe care este aşezată roata dinţată, cu numărul de dinţi z_1. Dacă în acest caz arborele dă o imagine fixă, atunci frecvenţa impulsurilor corespunde frecvenţei de rotaţie f_{D_1} a arborelui iluminat şi frecvenţa reglată la generatorul de tensiune alternativă este egală cu frecvenţa de angrenare a dinţilor f_{z_1}.

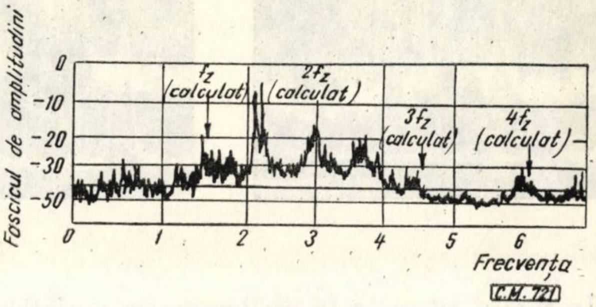


Fig. 21

În figura 23 se arată un banc de măsurare a vibraţiilor angrenajelor, echipat cu aparate care se pot procura uşor (*a* — magnetofon de măsurare ; *b* — generator de tensiune alternativă ; *c* — contor cu preselecţie ; *d* — oscilograf catodic ; *e* — analizor cu explorare spectrală).

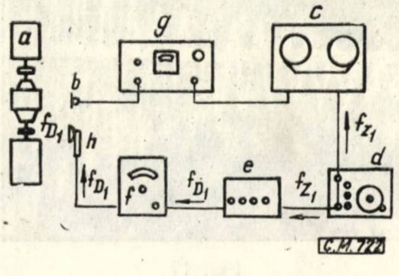


Fig. 22

La cercetarea vibraţiilor transmise prin aer şi prin corpurile angrenajelor s-a constatat că frecvenţa de angrenare a dinţilor lipseşte din aspectul de frecvenţă atunci cînd numărul dinţilor roţii conducătoare nu este divizibil cu cel al roţii conduse. Această constatare a condus la întrebarea dacă o frecvenţă care prezintă un salt de fază, într-un anumit ritm, poate să apară într-o analiză spectrală.

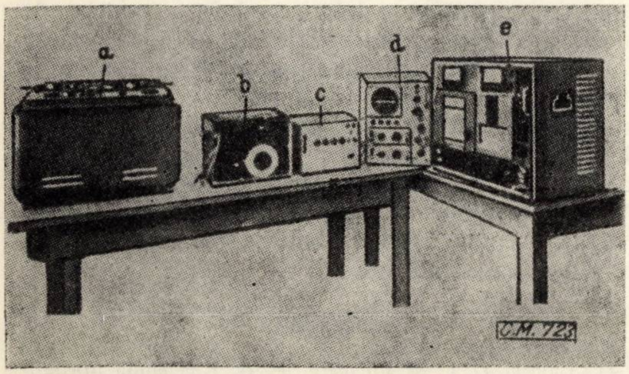


Fig. 23

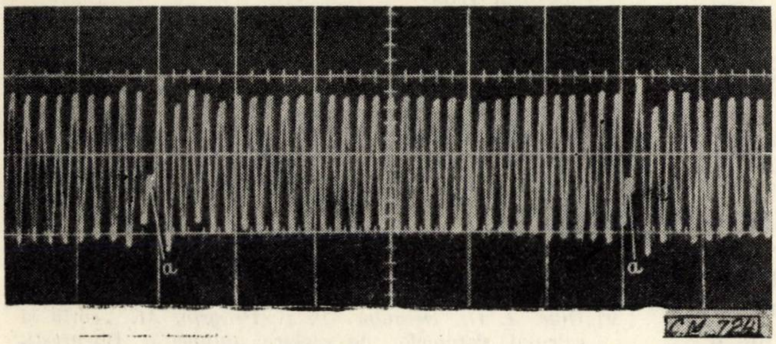


Fig. 24

Dintr-o bandă de magnetofon înregistrată cu 20 Hz s-a realizat o buclă de 50 cm lungime. În figura 24 se arată o oscilogramă a oscilaţiei buclei, în care se poate recunoaşte lipitura benzii, în stînga şi în dreapta, în punctul *a*. Prin numărare se poate stabili că pe lungimea buclei revin aproximativ 31,5 oscilaţii complete. Analiza spectrală din figura 25 a acestei bucle de bandă s-a făcut pentru un raport de demultiplicare a frecvenţei de 200. Se observă că întreg spectrul se compune din armonicele superioare ale „frecvenţei de exploatare'' 20/31,5 Hz stabilită prin lungimea benzii.

Cei 20 Hz înregistraţi nu sînt conţinuţi în analiză, însă amplitudinile armonicelor superioare ale frecvenţei de explorare sînt maxime în apropierea de 20 Hz. Deoarece oscilaţia buclei este un fenomen periodic, valorile de vîrf ale amplitudinilor A, pentru armonica *a n-a* (n număr întreg), pot fi determinate conform teoremei lui Fourier; cu k egal cu numărul oscilaţiilor pe lungimea de bandă se obţine:

$$A_n = \frac{2\,k \sin(k\pi)}{\pi(n^2 - k^2)} \sqrt{1 + \left(\frac{n^2}{k^2} - 1\right) \cos^2(k\pi)}. \qquad (65)$$

Pentru $k = 31{,}5$ rezultă o desfăşurare a valorilor de vîrf, care corespund amplitudinilor de analizare din figura 25 (curba trasată cu linie-punct). Pentru o buclă din bandă mai lungă, de exemplu de 90 cm, armonicele se grupează mai mult în jurul frecvenţei fundamentale de 20 Hz.

Frecvenţele care nu au un număr întreg de oscilaţii într-un „ritm de explorare'', nu vor apărea în analiza spectrală. În ceea ce priveşte lungimea buclelor de bandă, se poate trage concluzia că pe acestea trebuie să existe cel puţin 100 de oscilaţii ale frecvenţei care se analizează, deoarece, în caz contrar, în analiza spectrală apar — în funcţie de mărimea saltului de fază la locul tăieturii — benzi laterale ale amplitudinii mai mari sau mai mici care într-adevăr reflectă corect oscilaţia buclei însă nu oscilaţia originală.

În figura 26 se arată o fotografie a oscilaţiilor obţinute pe ecranul unui osciloscop pentru un angrenaj cu mai multe trepte.

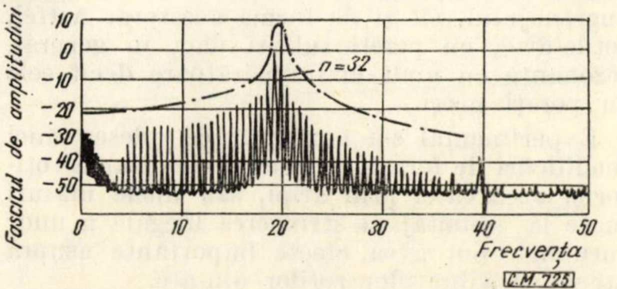


Fig. 25

Metode de atenuare a vibraţiilor roţilor dinţate. Necesitatea atenuării vibraţiilor angrenajelor este determinată de siguranţa în exploatare,

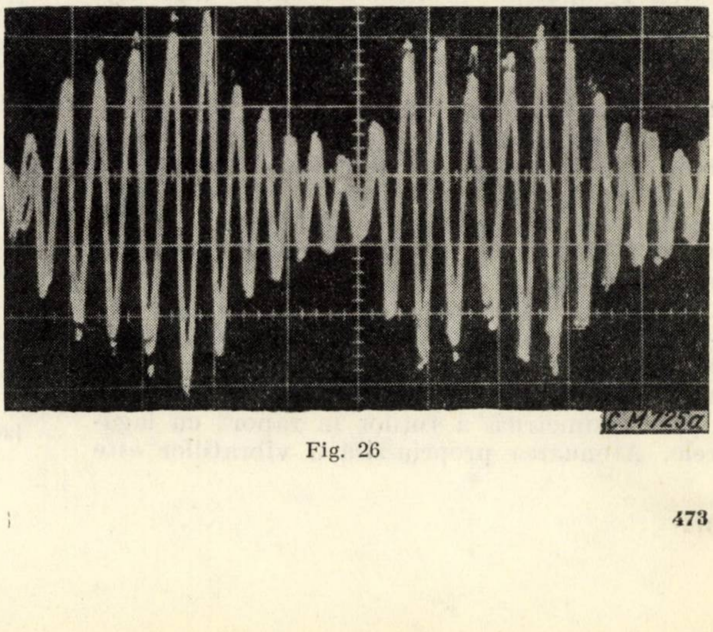


Fig. 26

cît şi de nevoia eliminării zgomotelor produse în timpul funcţionării.

Numărul mare de cauze care pot constitui surse de zgomot, faptul că mici modificări constructive pot avea influenţe sensibile asupra atenuării vibraţiilor angrenajelor, reprezintă dificultăţi mari în rezolvarea acestei probleme, cu toate că prin anumite măsuri tehnologice s-a ajuns la realizarea unor angrenaje cu funcţionare liniştită.

După cum se ştie din fizică, sunetul este caracterizat prin frecvenţă măsurată în Hz şi intensitate, măsurată în bari sau microbari. Efectul fiziologic asupra urechii, adică tăria tonului, se măsoară în phon.

După efectul pe care îl produc asupra omului, zgomotele s-au putut grupa în trei categorii :

— zgomote sub 50 phon, care sînt nocive organismului omenesc ;

— zgomote cuprinse între 50 şi 75 phon, suportabile de către organismul uman ;

— zgomote cuprinse între 75 şi 130 phon, care sînt dăunătoare activităţii omului şi sănătăţii lui.

Zgomotele produse de către roţile dinţate sînt cuprinse între 50 şi 70 phon. Frecvenţa proprie a unui angrenaj cu roţi dinţate depinde atît de rigiditatea organelor componente ca arbori, roţi, lagăre, carcasă, adică de masa angrenajului, cît şi de forma acestora. Astfel, roţile-disc, cu pereţi subţiri dau, în general, rezonanţe cu mult mai supărătoare decît cele cu pereţi groşi.

Experimental s-a constatat că adesea mici modificări de formă, cum ar fi rigidizarea roţilor şi a carcasei prin aripi, sau unele măsuri luate la montaj ca strîngerea inegală a unor şuruburi, pot avea efecte importante asupra atenuării vibraţiilor roţilor dinţate.

Prin aplicarea unor inele de fontă presate pe roata dinţată se poate obţine atenuarea vibraţiilor acestora, avînd în vedere capacitatea de amortizare a vibraţiilor de către fontă.

Una dintre condiţiile de bază pentru evitarea zgomotelor produse de către angrenaje este precizia înaltă a danturii şi gradul de prelucrare a suprafeţelor în contact.

Corectările speciale prin degajarea sau prin bombarea flancului dintelui, micşorînd efectul erorilor de prelucrare sau de montaj, contribuie de asemenea la atenuarea zgomotelor.

De mare importanţă este introducerea legăturilor elastice între roţile dinţate şi celelalte organe, precum şi însăşi schema de montaj a roţilor dinţate.

Montajul greşit al roţilor dinţate, precum şi montarea acestora în consolă, contribuie la creşterea zgomotului produs de către angrenaje. Se recomandă utilizarea schemei cu aşezare simetrică a roţilor în raport cu lagărele. Atenuarea propriu-zisă a vibraţiilor este de fapt îmbunătăţirea caracteristicilor sistemului, astfel încît la vitezele de regim să nu apară creşteri mari ale amplitudinilor. În acest sens trebuie să se aibă în vedere ca viteza de lucru a angrenajului să fie departe de viteza critică a sistemului. În cazul în care domeniile vitezelor critice nu pot fi evitate prin simple modificări constructive, apare necesitatea introducerii unui amortizor de vibraţii, pentru a obţine o atenuare efectivă a vibraţiilor. Amortizoarele de vibraţii atenuează şi disipează vibraţiile periculoase, izolînd dinamic partea condusă a sistemului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ananev, I. V.* şi *Timofeev, P. G.* Kolebaniia uprugih sistem v aviaţionnîh konstrukţiiah i ih dempfirovanie. Moscova, 1965.

[2] *Artobolevski, I. I.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[3] *Botez, E.* Angrenaje. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[4] *Buzdugan, Gh.* Măsurarea vibraţiilor mecanice. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[5] *Buzdugan, Gh.* şi *Blumenfeld, M.* Tensometria electrică rezistivă. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[6] *Davidov, B. L.*, *Skorodumov, B. A.* şi *Bubîr, Iu. V.* Reduktorî. Moscova, 1963.

[7] *Den Hartog, J. P.* Vibrations mécaniques. Paris, Dunod, 1960.

[8] *Dimenterg, F. M.*, *Şatalov, K. T.* şi *Gusarov, A. A.* Kolebaniia maşin. Moscova, 1964.

[9] *Gille, J. G.*, *Decaulne, P.* şi *Pelegrin, M.* Teoria şi calculul sistemelor de reglare automată. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[10] *Hamburger, L.* şi *Buzdugan, Gh.* Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[11] *Heldt, P. M.* Torque converters or transmissions. Philadelphia, 1960.

[12] *Horovitz, B.* Reductoare şi variatoare de turaţie. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[13] *Jaekel, K.* Verfahren zur Deutung von Drahfrequenzen bei Geräusch- und Schwingungsanalysen von Zahnradgetrieben. În : VDI, nr. 47, 1961.

[14] *Jaekel, K.* Geräusch-und Schwingungsmessungen an grossen Zahnradgetrieben. În : VDI, nr. 6, 1964.

[15] *Kallenbach, W.* şi *Mühe, W.* Aufzeichnung und Analyse von tieffrequenten Schwingungen durch Frequenztransformation. În : VDI, nr. 4, 1955.

[16] *Klotter, K.* Technische Schwingungslehre, 2 Aufl. Berlin, Springer, 1964.

[17] *Kožešnik, J.* Dynamika strojů. Praga, 1958.

[18] *Lidner, W.* Zahnräder, 1 Band. Berlin, Springer, 1954.

[19] *Manea, Gh.*, *Săveanu, L.*, *Buzdugan, Gh.* şi *Chişu A.* Organe de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[20] *Manolescu, N. I.* şi *Maroş, D.* Teoria mecanismelor şi maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[21] *Rieger, N.* Vibraţiile din sistemele cu angrenaj. În : Construcţia de maşini, caiet selectiv, nr. 6, martie 1966.

[22] *Nieman, G.* şi *Unterberger, M.* Geräuschminderung bei Zahnrädern. În : VDI, nr. 6, 1959.

[23] *Optiz, H.* Fertigungsgenauigkeit und Gerausch. În : VDI, nr. 47, 1961.

[24] *Petrusevici, A. I.*, *Genkin, M. D.* şi *Grinkevici, V. K.* Dinamiceskie nagruzki v zubciatîh peredaciah spriamozubîmi kolesami. Moscova, 1956.

[25] *Petrusevici, A. I.* Dinamiceskie nagruzkina zubiah priamozubîh koles. Leningrad, 1942.

[26] *Ponomariov, S. D.* ş.a. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. III. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[27] *Savant, C. J.* Calculul sistemelor automate. București, Editura tehnică, 1967.
[28] *Schultz, G.* Die Bedeutung der Geräuschmessung für eine wirkungsvolle Lährmbekämpfung im Huttenwerk. În : VDI, nr. 4, 1961.
[29] *Sima, D.* Culegere de probleme de mecanică tehnică. București, Editura didactică și pedagogică, 1964.
[30] *Terskih, V. P.* Rasceti krutilnih kolebanii silovih ustanovok. Moscova, 1954.
[31] *Timoshenko, S. P.* Théorie des vibrations, Paris, 1947.
[32] *Timoshenko, S. P.* Vibration problems in engineering. Toronto, New York, Londra, 1955.
[33] *Tlusty, J., Poláček, M., Danék, O.* și *Špaček, L.* Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen. Berlin, Verlag Technik.
[34] *Tong N. Kin.* Theory of mechanical vibration. New York, Londra.
[35] *Țitovici, I. S.* Rasceti po predelnîm valov, șesteren i podșipnikov avtomobilia. Minsk, 1960.
[36] *Vîlcovici, V., Bălan, Șt.* și *Voinea, R.* Mecanica teoretică. București, Editura tehnică, 1959.
[37] *Wilson W. Ker.* Vibration engineering. Londra, 1947.
[38] *Zink, H.* Geräuschuntersuchungen an Zahnradgetrieben. În : VDI, nr. 8, 1956.

CZ 662.753.32.084 (498) : 532.135 : 536.468

Contribuții la studiul variației unor constante fizice ale motorinelor indigene sub influența ultrasunetelor și a vibrațiilor de joasă frecvență

Emil LĂZĂRESCU și Adrian HOMUTESCU

În lucrarea de față se propune să se studieze experimental influența ultrasunetelor și vibrațiilor de joasă frecvență asupra unor constante fizice la patru tipuri diferite de motorine indigene folosite la motoarele cu aprindere prin compresiune rapide.

Lucrarea a fost efectuată în trei etape de cercetare :

— prima etapă a cercetărilor a cuprins studierea variației punctului de inflamabilitate a motorinelor sub influența ultrasunetelor și vibrațiilor ;

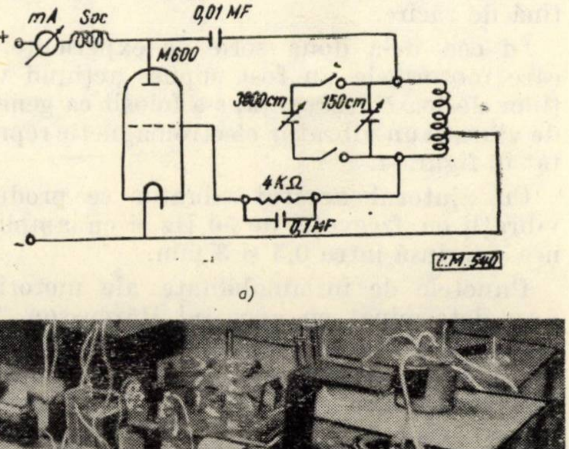
— în a doua etapă s-a studiat influența ultrasunetelor asupra viscozității motorinelor ;

— într-o altă serie de experiențe s-a căutat să se cerceteze variația tensiunii superficiale la motorinele iradiate cu ultrasunete.

În cursul ultimelor decenii, unii cercetători au studiat, cu ajutorul ultrasunetelor, starea lichidă a materiei. Aceste studii s-au făcut fie pe baza absorbției undelor ultrasonore, fie prin variația vitezei de propagare a ultrasunetului pentru diferite lichide în funcție de temperatură. Profesorul A. Cișman și colaboratorii respectivi [3] au constatat că viscozitatea soluțiilor de gelatină, de agar-agar sau de gumă arabică și a soluțiilor coloidale, în general, se mărește după un tratament de cîteva minute cu ultrasunete și tinde către o valoare limită. Tensiunea superficială a acelorași soluții variază de asemenea în funcție de durata tratamentului, în timp ce conductibilitatea electrică a acestora nu variază sub influența ultrasunetelor.

Influența vibrațiilor și a ultrasunetelor asupra punctului de inflamabilitate al motorinelor. S-a căutat să se studieze experimental influența ultrasunetelor și, în general, a vibrațiilor asupra vitezei de evaporare a motorinelor și asupra punctului de inflamabilitate al acestora.

Scopul urmărit prin aceste experiențe a fost să se caracterizeze unele produse petroliere tratate prin vibrații sau prin ultrasunete din punctul de vedere al siguranței în ce privește pericolul la aprindere în timpul depozitării, precum și comportarea motorinelor vibrate în timpul funcționării lor.



a)

b)

Fig. 1

Instalația experimentală pentru tratamentul motorinelor cu ultrasunete este alcătuită din :

— un oscilator a cărui schemă este redată în figura 1, realizat cu o lampă OT—100 sau cu o lampă tip SRS–304; la o tensiune anodică de 2000 V s-a obţinut un curent anodic de circa 150 mA;

— un redresor prevăzut cu două lămpi tip RG–250/3000 pentru redresarea tensiunii alternative, a cărui schemă este reprezentată în figura 2; tensiunea de alimentare a redresorului de circa 1500 – 2500 V este dată de un transformator adecvat, izolat în ulei;

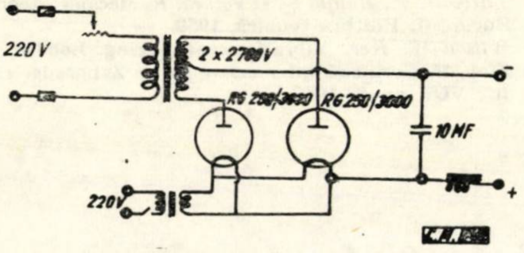


Fig. 2

— un generator de ultrasunete care apare în figura 3 şi este alcătuit dintr-o plăcuţă de piezocuarţ, cu frecvenţa de 1 000 kHz şi cu suprafaţa utilizabilă de 18 cm²;

— o celulă de tratare a motorinelor, aşezată chiar pe plăcuţă de piezocuarţ şi care este prevăzută cu un termometru, un agitator şi o serpentină de răcire.

În cea de-a doua serie de experienţe, prin care motorinele au fost supuse acţiunii vibraţiilor de joasă frecvenţă, s-a folosit ca generator de vibraţii un vibrator electromagnetic reprezentat în figura 4.

Cu ajutorul acestui vibrator se produceau vibraţii cu frecveţa de 50 Hz şi cu amplitudinea cuprinsă între 0,5 şi 3 mm.

Punctele de inflamabilitate ale motorinelor s-au determinat cu aparatul Marcusson. Temperatura la care se produce întîia oară aprinderea gazelor adunate pe suprafaţa produsului de cercetat se citea la un termometru cu mercur, gradat de la –10 la +250° C avînd diviziuni din 1° în 1° C.

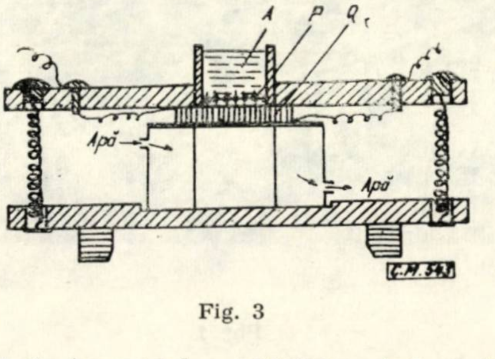


Fig. 3

În cursul experienţelor s-au folosit cetan, precum şi patru tipuri de motorine indigene diferite, avînd greutăţile specifice şi constantele fizice date în tabela 1.

Tabela 1

Tipul motorinei	Indicele Diesel	Densitatea, g/cm³	Aciditatea organică	Punctul de congelare	Viscozitatea, °E la 20°C
1	55	0,850	$4{,}48\ \frac{\text{mgKOH}}{100\ \text{ml}}$	+5	1,37
2	53	0,843	3,36	–15	1,31
3	48	0,853	2,80	–5	1,55
4	47	0,857	2,24	–20	1,46

Printr-o alegere corespunzătoare a instalaţiei experimentale şi printr-un reglaj adecvat al intensităţii şi frecvenţei cîmpului ultrasonor şi al temperaturii lichidului în timpul tratamentului s-au putut obţine rezultate reproductibile în aceleaşi condiţii experimentale.

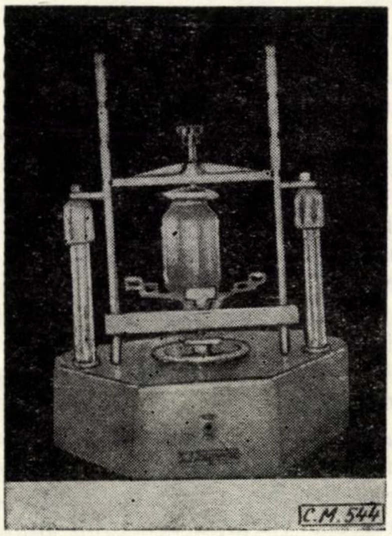


Fig. 4

S-a remarcat faptul că nici frecvenţa ultrasunetelor şi nici duratele prea mari ale tratamentelor nu modifică în mod sensibil rezultatele experimentale. S-a observat, de asemenea, că la intensităţi ale curentului anodic mai mici de 50 mA efectul tratamentului cu ultrasunete asupra constantelor fizice cercetate este nul. Din acest motiv, pe toată durata experimentării s-a lucrat cu curenţi anodici mai mari de 50 mA şi s-a adoptat ca durată de tratament o oră pentru fiecare probă de motorină. Celula cu motorină supusă radiaţiei cu ultrasunete a fost răcită pe toată durata tratamentului printr-o serpentină cu apă, spre a menţine temperatura produsului la valori cuprinse între 35 şi 38° C.

Imediat, după o oră de tratament cu ultrasunete, sau după circa 16 — 20 de ore de vibraţii la frecvenţă joasă (50 Hz), s-a determinat punctul de inflamabilitate conform STAS-ului.

Rezultatele experimentale privind variaţia punctului de inflamabilitate la motorinele vibrate sau iradiate cu ultrasunete, în raport cu motorinele nevibrate, au fost redate în tabela 2.

Tabela 2

Tipul motorinei	Indicele de inflamabilitate			
	$f = 0$	$f = 50$ Hz	$f = 1\,000$ kHz	$f = 2\,000$ kHz
Motorina 1, ID=55	92	88	82	82
Motorina 2, ID=53	98	93	85	83
Motorina 3, ID=48	118	111	109	107
Motorina 3, ID=43	113	102	94	94
Cetan	138	133	131	128
α=metil mononaftalină	112	99	86	86

Din examinarea datelor cuprinse în tabela de mai sus rezultă, în primul rînd, faptul că punctul de inflamabilitate al motorinelor iradiate cu ultrasunete scade aproximativ cu 10 pînă la 26%, în timp ce, prin tratament cu vibraţii de joasă frecvenţă, aceeaşi mărime fizică se reduce numai cu 4 pînă la 13 procente.

În al doilea rînd s-a constatat că această modificare nu este permanentă, ci durează numai aproximativ 1 — 2 zile.

Mărirea frecvenţei cîmpului ultrasonor, de la 1 000 la 2 000 kHz, nu modifică prea mult valorile punctului de inflamabilitate la motorinele tratate.

Din aceste experienţe se poate trage concluzia că, sub influenţa ultrasunetelor sau în general sub acţiunea vibraţiilor, cantitatea de vapori rezultaţi la suprafaţa liberă a motorinelor vibrate, aflate la diverse temperaturi, este mai mare decît la cele nevibrate şi, în aceste condiţii, se produce un amestec exploziv la temperaturi mai joase, în aşa fel încît punctul lor de inflamabilitate scade sub valoarea indicată prin standarde. Deci, condiţiile de manipulare a motorinelor vibrate devin mai grele, iar pericolul de incendiu devine mai mare, în special la motoarele la care combustibilul se păstrează în încăperi închise.

Influenţa ultrasunetelor şi a vibraţiilor de joasă frecvenţă asupra viscozităţii unor motorine indigene. Într-o a doua etapă a cercetării s-a studiat influenţa vibraţiilor şi a ultrasunetelor asupra viscozităţii motorinelor utilizate la motoarele ce echipează tractoarele fabricate în ţară.

Încercările experimentale au fost făcute cu aceeaşi instalaţie de ultrasunete descrisă în capitolul precedent.

Pentru vibrarea motorinelor ce urmau să fie studiate s-a folosit acelaşi vibrator electromagnetic ca şi în cazul cercetării punctului de inflamabilitate.

Pentru determinarea viscozităţii motorinelor s-a utilizat un viscozimetru Hőppler, pentru diferite temperaturi.

Pentru menţinerea temperaturii constante a produsului de cercetat, viscozimetrul Hőppler a fost pus în legătură cu un termostat cu recirculare de lichid.

În cursul acestor experienţe s-au folosit patru tipuri diferite de motorine, indicate în tabela 1.

Viscozitatea dinamică a motorinei tratate cu ultrasunete s-a calculat cu ajutorul formulei:

$$\eta_t = t\,(\rho_a - \rho_b)k,$$

în care:

η_t este viscozitatea dinamică a produsului cercetat la temperatura t, °C, în centipoise, cP;
t — timpul de cădere a unei bile de sticlă în lichid, între cele două repere ale aparatului Hőppler, exprimat în secunde;
ρ_a — densitatea relativă a produsului supus cercetării, la temperatura la care s-a executat determinarea viscozităţii, determinată cu balanţa Mohr-Westphal, conform STAS;
ρ_b — densitatea relativă a bilei de sticlă, conform certificatului aparatului;
k — constanta bilei întrebuinţate, conform certificatului aparatului Hőppler.

Viscoziatea cinematică exprimată în centistockes (cSt) s-a calculat cu formula:

$$\delta_t = \frac{\eta_t}{\rho_t},$$

unde:

δ_t este viscozitatea cinematică a produsului la temperatura t°C, exprimată în centistockes, cSt;
η_t — viscozitatea dinamică, la temperatura t, °C, exprimată în centipoise, cP;
ρ_t — densitatea relativă a produsului de studiat, la temperatura la care s-a executat determinarea viscozităţii, măsurată conform STAS.

Ca rezultat final al fiecărei măsurări s-a luat media aritmetică a cinci determinări de viscozitate. Abaterea fiecărei determinări faţă de media rezultatelor nu trebuia să depăşească 0,5% din această valoare mijlocie.

Rezultatele experimentale obţinute în cazul motorinelor vibrate sau tratate cu ultrasunete sînt reprezentate în figurile 5, 6, 7, 8, 9 şi 10, şi anume: curba *1* reprezintă motorina netratată, curba *2*, motorina vibrată prin vibraţii cu frecvenţa de 50 Hz, curba *3*, motorina tratată cu ultrasunete de frecvenţă 1 000 kHz, curba *4*, produsul tratat cu ultrasunete de frecvenţă 2 000 kHz.

Rezultă în primul rînd că, sub influenţa vibraţiilor de joasă frecvenţă, viscozitatea cetanului creşte aproximativ cu 13%, în timp ce la motorinele studiate această mărime fizică creşte numai cu circa 5 — 6%.

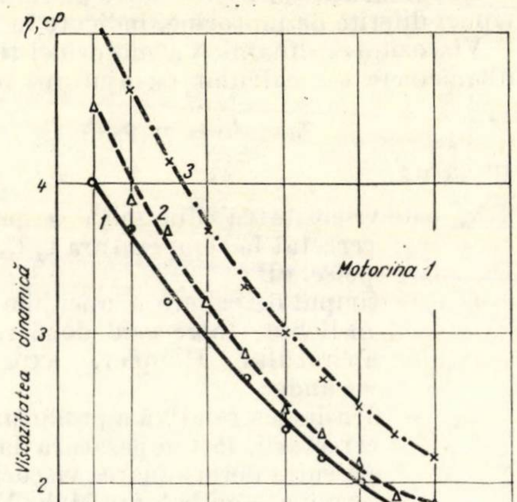


Fig. 5

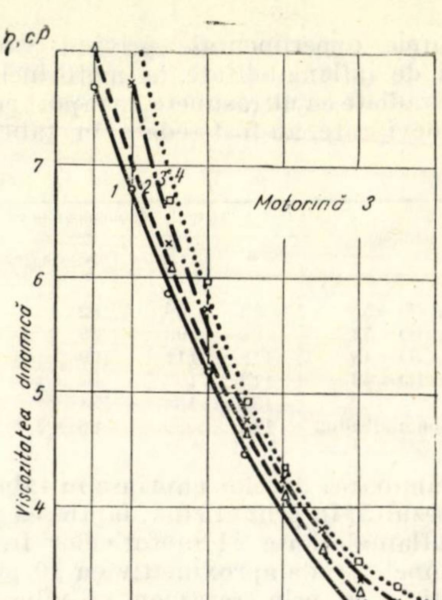


Fig. 7

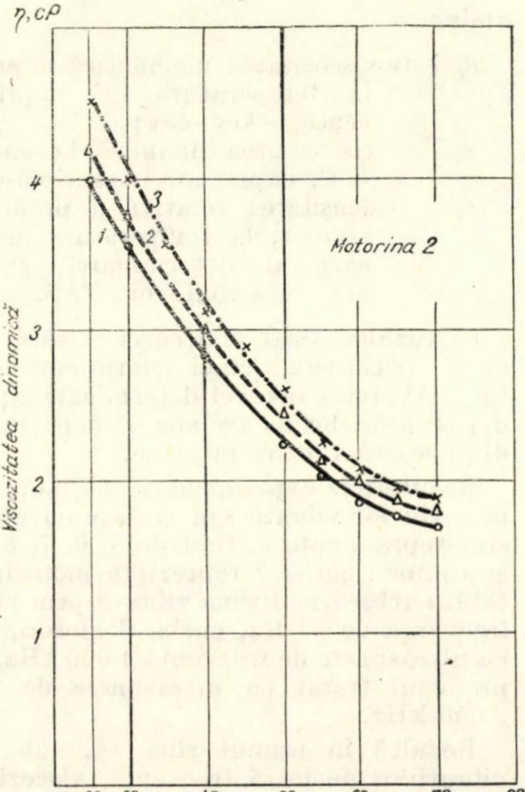


Fig. 6

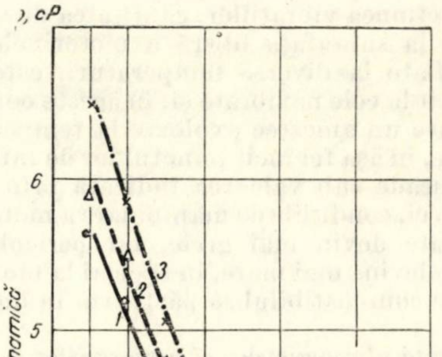


Fig. 8

S-a considerat variația viscozității motorinelor cercetate în intervalul de la 25° C la 70° C, adică aproximativ în domeniul temperaturilor

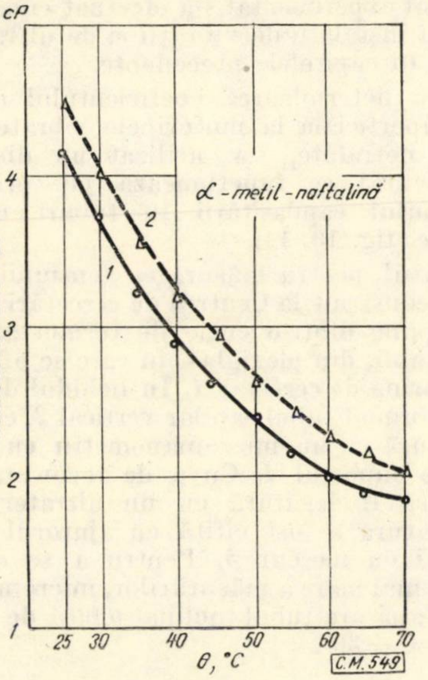


Fig. 9

de exploatare. În acest interval de temperaturi, viscozitatea motorinei 4 scade de aproape patru ori, pe cînd viscozitatea motorinelor 1 și 2 scade de numai două ori.

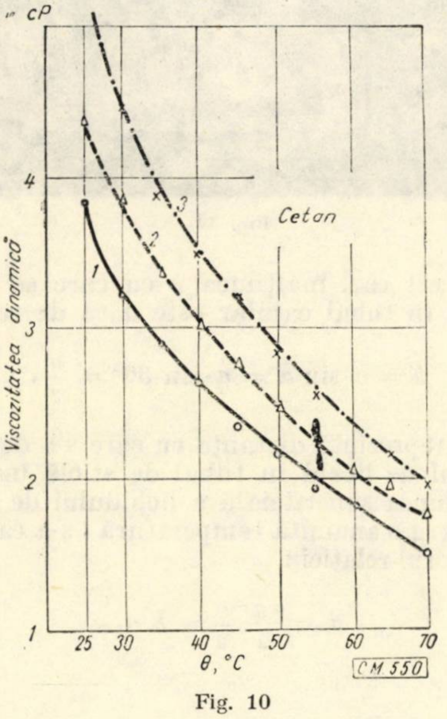


Fig. 10

Viscozitatea motorinelor tratate cu ultrasunete de frecvență 1 000 kHz crește, în cazul cetanului, cu circa 40%, în cazul motorinei 1, cu 28%, iar în cazul motorinei 4 se mărește cu numai 12 — 13%.

Se remarcă că, o dată cu creșterea frecvenței de la 1 000 la 2 000 kHz (fig. 7), viscozitatea motorinei tratate crește puțin, doar cu circa 8 — 9%.

S-a cercetat apoi variația viscozității motorinei 3 în raport cu durata tratamentului cu ultrasunete (fig. 11).

Din examinarea figurii 11 se remarcă că viscozitatea motorinei 3, după un tratament de circa 10 min, crește o dată cu durata iradierii cu ultrasunete și, după circa 50 min, tinde către o valoare limită.

S-a studiat în final variația viscozității motorinelor în raport cu timpul, după încetarea tratamentului cu vibrații (fig. 12).

S-a constatat că, după cîteva ore de la încetarea acțiunii vibrației sonore, viscozitatea motorinei vibrate scade treptat, iar după circa 24 de ore de la încetarea tratamentului, efectul vibrațiilor încetează integral.

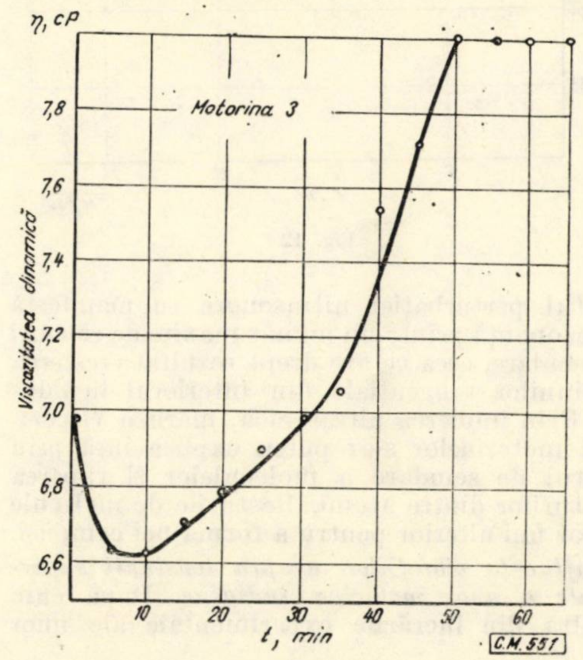


Fig. 11

Bazați pe aceste încercări experimentale s-a ajuns la concluzia că, sub acțiunea ultrasunetelor și în general a vibrațiilor, o anumită parte din moleculele motorinelor vibrate își mărește mobilitatea, căpătînd accelerații suficient de mari. Aceste molecule accelerate sub acțiunea vibrațiilor ultrasonore, ciocnindu-se de moleculele vecine, le pun în mișcare, rămînînd în locul acestora. Aceste ciocniri susțin starea de vibrație a întregului mediu lichid în tot timpul tratamentului cu ultrasunete. Sub acțiunea unui cîmp ultrasonor ar suferi modificări următoarele mărimi: densitatea energiei agitației termice, numărul moleculelor în unitatea de volum și viteza de variație termică a moleculelor.

În lumina consideraţiilor de mai sus, energia unor molecule de lichid suferă o creştere importantă care depinde de frecvenţa şi intensitatea radiaţiei ultrasonore. Pe de altă parte, efectul perturbaţiei ultrasonore se manifestă la rezonanţă printr-un număr maxim de ciocniri moleculare, ceea ce are drept rezultat creşterea tensiunilor tangenţiale din interiorul lichidului. Prin iradierea ultrasonică, mărirea viscozităţii motorinelor s-ar putea explica însă prin efectul de scindare a moleculelor şi ruperea legăturilor dintre atomi. Resturile de molecule se pot uni ulterior pentru a forma noi compuşi.

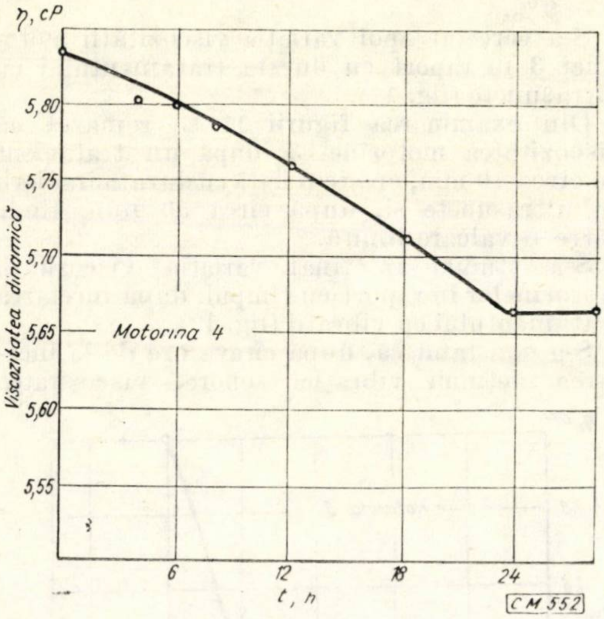


Fig. 12

Influenţa vibraţiilor asupra tensiunii superficiale a unor motorine indigene. După cum rezultă din lucrările experimentale ale unor cercetători (I.F. Lapcenko), tensiunea superficială a motorinelor are o mare importanţă asupra pulverizării acestora, în cazul motoarelor cu aprindere prin compresiune.

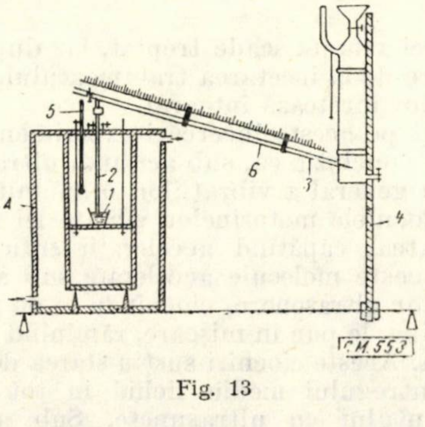


Fig. 13

Într-o a treia serie de experienţe s-a urmărit să se studieze influenţa vibraţiilor asupra tensiunii superficiale a motorinelor.

Studiul experimental s-a efectuat cu ajutorul aceloraşi instalaţii de vibraţii şi de ultrasunete descrise în capitolele precedente.

Pentru determinarea coeficientului de tensiune superficială la motorinele vibrate, ca şi la cele netratate, s-a utilizat un dispozitiv experimental ce funcţionează pe principiul fenomenului capilarităţii în tuburi capilare verticale (fig. 13, 14).

Aparatul, pentru măsurarea tensiunii superficiale, construit la Centrul de cercetări tehnice se compune dintr-o cutie de termostatare cu pereţi dubli, din plexiglas, în care se află cuva cu motorina de cercetat *1*. În lichidul din cuvă este scufundat tubul capilar vertical *2*, care este în legătură cu un micromanometru cu apă *3*, fixat pe suportul *4*. Cuva de termostatare a fost pusă în legătură cu un ultratermostat. Temperatura a fost citită cu ajutorul termometrului cu mercur *5*. Pentru a se obţine o precizie mai mare a măsurărilor, micromanometrul cu apă are tubul înclinat *6* faţă de orizontală cu $\alpha = 30°$.

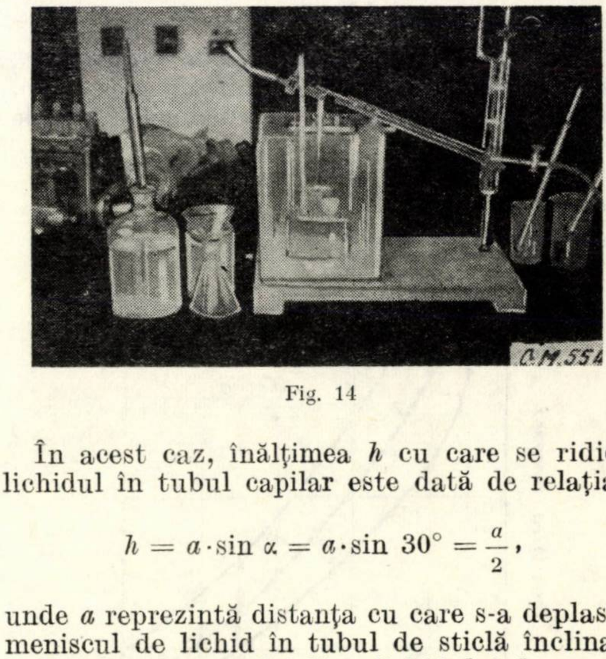


Fig. 14

În acest caz, înălţimea h cu care se ridică lichidul în tubul capilar este dată de relaţia :

$$h = a \cdot \sin \alpha = a \cdot \sin 30° = \frac{a}{2},$$

unde a reprezintă distanţa cu care s-a deplasat meniscul de lichid în tubul de sticlă înclinat.

Tensiunea superficială a lichidului de cercetat pentru o anumită temperatură t s-a calculat cu ajutorul relaţiei :

$$\alpha = \frac{\rho g r}{2} \frac{a}{2} = k\ a,$$

în care :

r este raza tubului capilar ;
g — acceleraţia gravitaţională ;
ρ — densitatea lichidului cercetat.

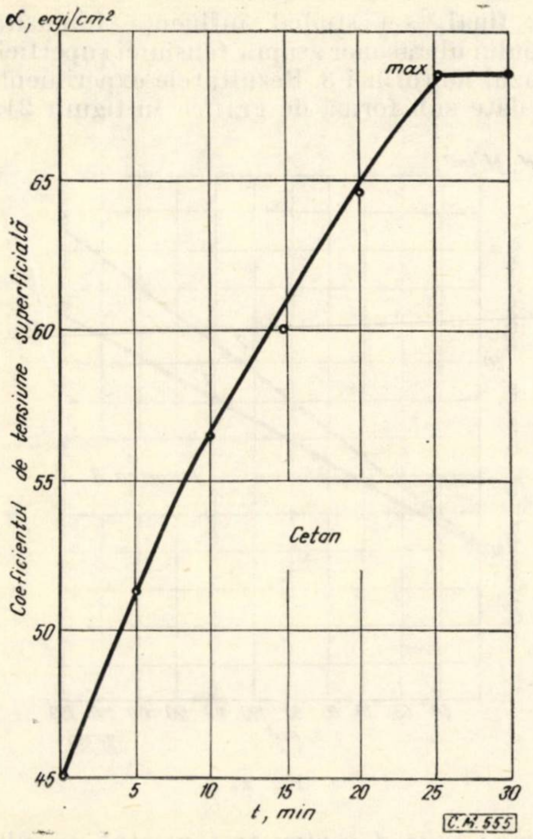


Fig. 15

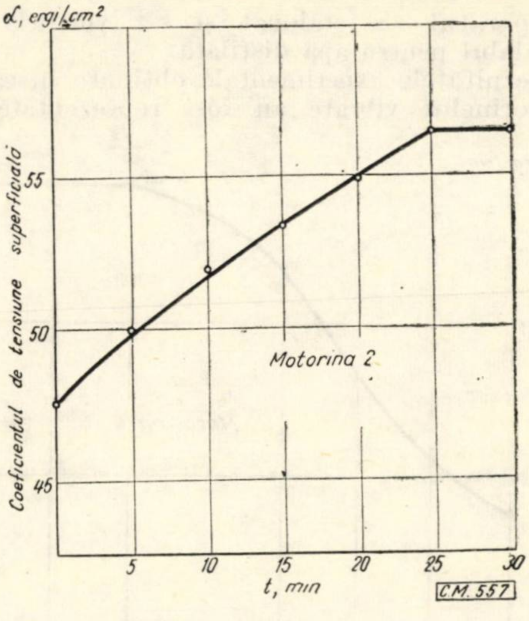


Fig. 17

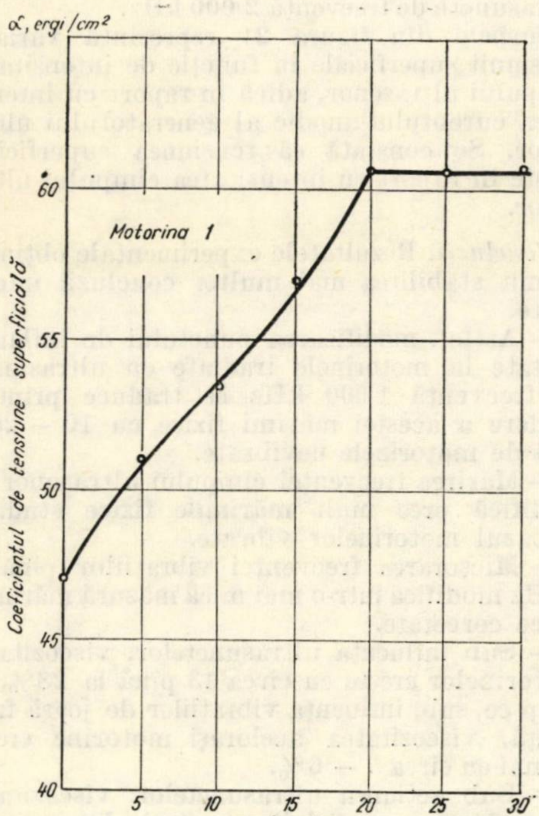


Fig. 16

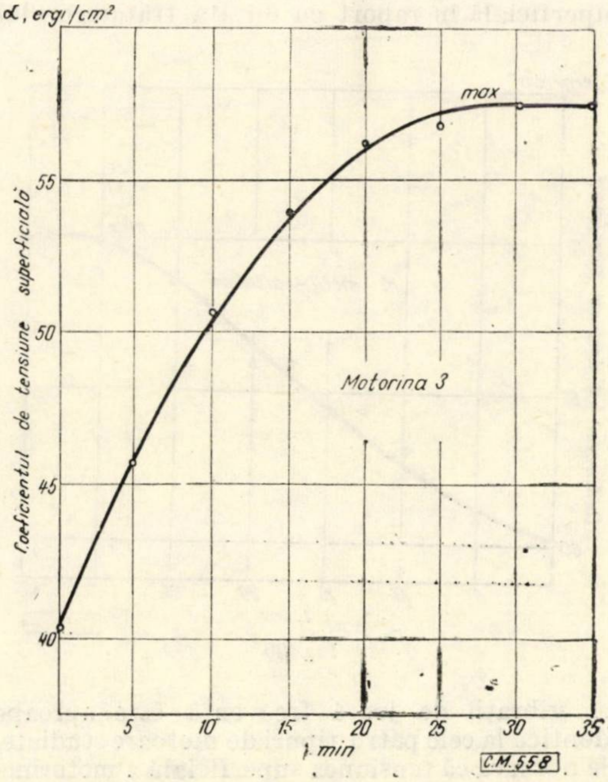


Fig. 18

Aparatul s-a etalonat şi s-a verificat în prealabil pentru apă distilată.

Rezultatele experimentale obţinute în cazul motorinelor vibrate au fost reprezentate în figurile 15, 16, 17, 18, 19 şi 20 ($f = 50$ Hz şi $a = 3$ mm).

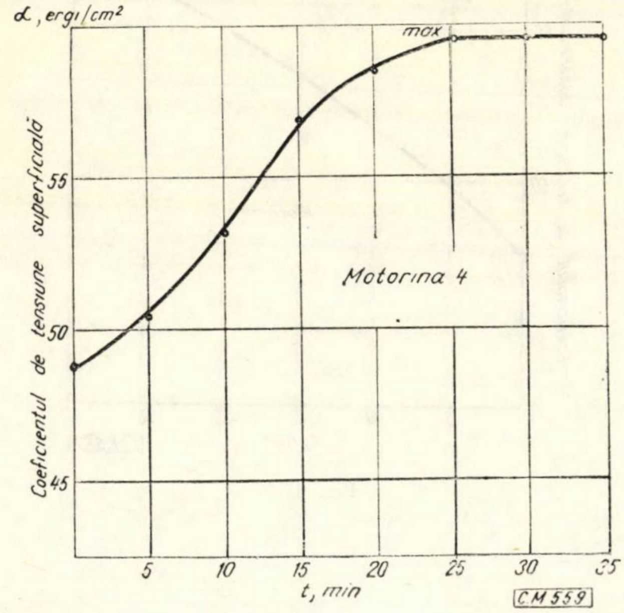


Fig. 19

Din examinarea graficelor de mai sus se remarcă că variaţia coeficientului de tensiune superficială în raport cu durata tratamentului cu vibraţii de joasă frecvenţă este aproape identică la cele patru tipuri de motoare studiate. Se observă că tensiunea superficială a motorinelor vibrate creşte treptat în raport cu durata tratamentului şi tinde către o valoare limită.

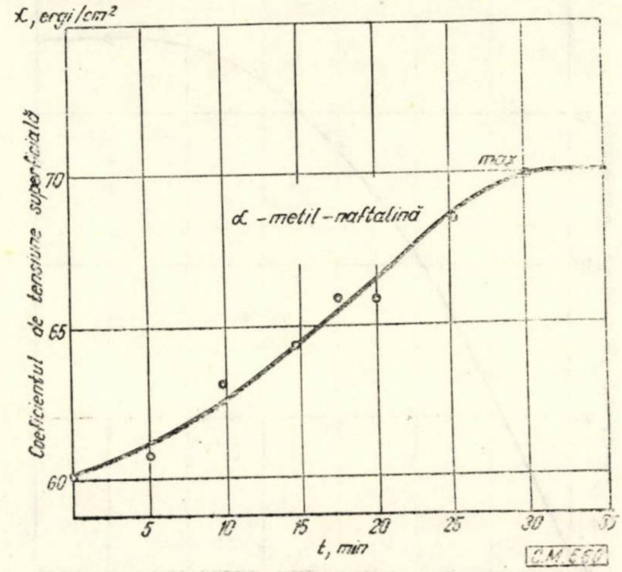


Fig. 20

În final, s-a studiat influenţa intensităţii cîmpului ultrasonor asupra tensiunii superficiale în cazul motorinei 3. Rezultatele experimentale sînt date sub formă de grafice în figura 21, şi anume: linia *1* pentru tratamentul cu ultrasunete de frecvenţă 1 000 kHz şi linia *2* pentru ultrasunete de frecvenţă 2 000 kHz.

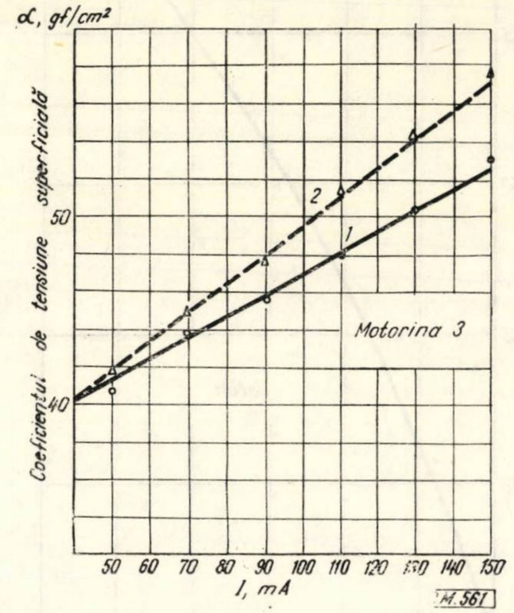


Fig. 21

Curbele din figura 21 reprezintă variaţia tensiunii superficiale în funcţie de intensitatea cîmpului ultrasonor, adică în raport cu intensitatea curentului anodic al generatorului ultrasonor. Se constată că tensiunea superficială creşte în raport cu intensitatea cîmpului ultrasonor.

Concluzii. Rezultatele experimentale obţinute permit stabilirea mai multor concluzii interesante.

— Astfel, modificarea punctului de inflamabilitate la motorinele iradiate cu ultrasunete de frecvenţă 1 000 kHz se traduce printr-o scădere a acestei mărimi fizice cu 10 — 26% faţă de motorinele nevibrate.

— Mărirea frecvenţei cîmpului ultrasonor nu modifică prea mult mărimile fizice studiate în cazul motorinelor vibrate.

— Micşorarea frecvenţei vibraţiilor pînă la 50 Hz modifică într-o mai mică măsură mărimile fizice cercetate.

— Sub influenţa ultrasunetelor, viscozitatea motorinelor creşte cu circa 13 pînă la 28%, în timp ce, sub, influenţa vibraţiilor de joasă frecvenţă, viscozitatea aceloraşi motorine creşte numai cu circa 5 — 6%.

— Sub acţiunea ultrasunetelor, viscozitatea şi tensiunea superficială a motorinelor indigene cresc în raport cu durata tratamentului, tinzînd către o valoare limită.

— Tensiunea superficială la motorinele cercetate creşte direct proporţional cu intensitatea cîmpului ultrasonor.

— Modificarea celor trei mărimi fizice studiate sub acţiunea ultrasunetelor nu este permanentă, ci durează doar 1 — 2 zile în cazul punctului de inflamabilitate şi numai 24 ore în cazul viscozităţii şi tensiunii superficiale.

— Sub acţiunea ultrasunetelor are loc o creştere a mobilităţii unei cantităţi oarecare de molecule din masa produsului lichid cercetat, în urma căreia se modifică densitatea energiei agitaţiei termice, numărul moleculelor din unitatea de volum şi viteza de variaţie termică a moleculelor. Efectul perturbator al cîmpului ultrasonor la rezonanţă se manifestă printr-un număr maxim de ciocniri moleculare, ceea ce are drept rezultat mărirea frecărilor interne şi a tensiunilor tangenţiale din interiorul motorinelor studiate, fapt care duce la modificarea punctului de inflamabilitate al motorinelor tratate cu ultrasunete.

— Variaţia mărimilor fizice studiate se poate explica prin efectul de scindare a moleculelor şi prin ruperea legăturilor dintre atomi, datorită procesului de cavitaţie ultrasonoră a motorinelor.

— Ulterior, resturile de molecule se pot uni pentru a forma noi compuşi, iar constantele fizice ale motorinelor vibrate îşi recapătă treptat valorile iniţiale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gaiginschi, E.* Curs de motoare cu ardere internă, caietul I. Litografia Iaşi, 1953, p. 140—165.

[2] *Aramă, C.* şi *Grünwald, B.* Combustibili şi lubrifianţi pentru motoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1962, p. 183—185 şi 221—223.

[3] *Kuribaiasi Sadatomo.* Îmbunătăţirea calităţii combustibilului cu ajutorul aparatului de ultrasunete K—7 USR. În : Fine — Kagan, nr. 6, 1966, p. 98—99.

[4] * * * Referativnîi jurnal, nr. 5, 1967, p. 42—33.

[5] * * * Analiza ţiţeiului şi a produselor petroliere. Biblioteca standardizării. Bucureşti, Editura tehnică, 1953, p. 105—120.

[6] *Lăzărescu, E.* Cercetări experimentale asupra comportării dielectricilor lichizi în ultrasunete. În : Gazeta matematică şi fizică, seria A, nr. 9, sept 1958, p. 535—543.

[7] *Cişman, Al.*, *Bojin, Şt.* şi *Munteanu, M.* Cercetări experimentale asupra comportării soluţiilor de gelatină în ultrasunete. În : Revista studii şi cercetări de fizică, tomul IV, nr. 3—4, 1953, p. 185—194.

[8] *Ionescu, A.* şi *Grecu, Em.* Acţiunea ultrasunetului asupra hidrolizei formiatului de etil. În : Revista studii şi cercetări de fizică, tomul II, nr. 1—2, 1951, p. 169—182.

[9] *Knesner.* În : Annales de Physique 27, 1938, p. 277.

[10] * * * STAS 5489—56.

[11] * * * STAS 7329—65.

[12] * * * STAS 240—66.

[13] * * * STAS 5488—56.

[14] * * * Analiza ţiţeiului şi a produselor petroliere. Bucureşti, Editura tehnică, 1953, p. 105—120.

[15] *Bănărescu, M.*, *Raica, T.* şi *Ferencz, A.* Contribuţii la studiul posibilităţilor de utilizare a combustibililor grei autohtoni în motoarele Diesel. În : Buletin I.P.T., seria nouă, tomul 11/25, fasc. 1, p. 131—140.

CZ 621. 231.1

Contribuţii la sinteza cinematică a mecanismelor plane

Viorel HANDRA-LUCA

În abordarea problemelor de sinteză a mecanismelor articulate este necesar de multe ori ca un punct legat de unul din elemente să descrie o curbă pe o porţiune cît mai apropiată de o dreaptă, ca mişcarea punctului să fie uniformă sau ca mişcarea punctului pe respectiva porţiune să fie uniform variată. Soluţionarea acestor probleme este legată de găsirea unor puncte din planul bielei unui mecanism care să aibă aceleaşi caracteristici cinematice în două sau trei poziţii distincte şi, eventual, în două sau trei poziţii infinit apropiate. În literatura de specialitate [1] este rezolvată problema determinării punctelor de pe biela mecanismului patrulater, care se bucură de proprietatea că au aceeaşi viteză în două sau trei poziţii (un acelaşi punct de pe bielă are aceeaşi viteză sau, într-un raport dat, în două sau trei poziţii ale mecanismului).

Într-o primă parte a lucrării de faţă se determină locurile geometrice ale acestor puncte şi pentru mecanismele ce conţin grupe assurice de clasa a II-a aspectul 2—5 şi de clasa a III-a, interesante prin anumite particularităţi ce le prezintă în aplicaţii.

Mecanismul bielă manivelă. Se consideră mecanismul bielă manivelă în două poziţii (fig. 1) corespunzător cărora biela are centrul instantaneu de rotaţie în I_1 şi I_2. Se readuce I_2 în planul bielei în poziţia *1*, adică I_2^1 (sau pe I_1 în planul bielei din poziţia 2, I_1^2).

Deoarece un punct căutat este A (butonul manivelei are aceeaşi viteză în cele două poziţii în ipoteza $\omega_m = \text{const.}$), prin acest punct va trece locul geometric al punctelor ce au aceeaşi viteză în cele două poziţii ale mecanismului. Se va construi cercul lui Apollonius faţă de $I_1 I_2^1$ ce trece prin A_1 (cercul lui Apollonius este curba ce se bucură de proprietatea că raportul distanțelor de la un punct de pe ea la cele două puncte I_1, I_2^1 este o constantă).

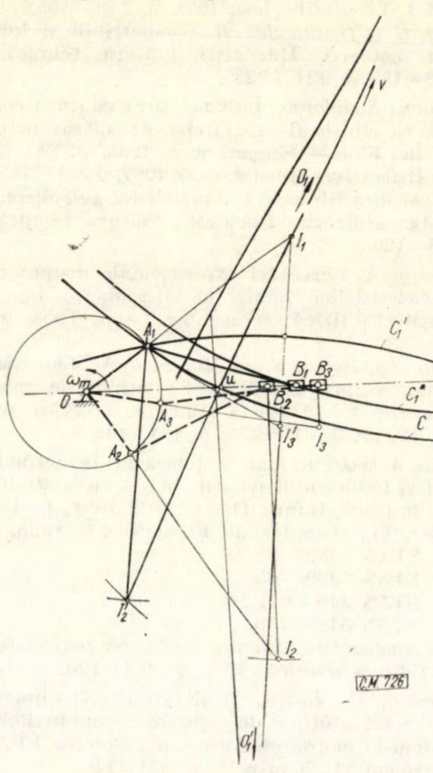


Fig. 1

Rezultă :

$$\frac{A_1 I_1}{A_1 I_2^1} = \frac{u\, I_1}{u\, I_2^1} = \frac{\omega_2}{\omega_1},$$

unde :

ω_1, ω_2 reprezintă vitezele unghiulare ale bielei în cele două poziții.

Locul geometric căutat este C_1.

Dacă viteza unghiulară a elementului motor nu este constantă și :

$$V_{A_2}/V_{A_1} = k \neq 1,$$

atunci locul geometric C_1 se bucură de proprietatea că raportul vitezelor unui punct de pe acest loc corespunzător celor două poziții este $k \neq 1$.

Pentru ca C_1 să degenereze într-o dreaptă, este necesar ca $A_2I_2 = A_1I_1$, adică I_2 să se găsească în planul bielei pe un cerc cu centrul în A_1 și de rază A_1I_1. Dacă I_2^1 este simetricul lui I_1 față de AB, atunci C_1 se confundă cu AB și pistonul are aceeași viteză în cele două poziții ale mecanismului.

Admițînd că elementul motor este pistonul care se mișcă cu o viteză constantă, locul geometric căutat C_1^* va trece prin B_1 în loc de A_1. Intersecția curbelor C_1 și C_1^*, dacă există, dă punctele din planul bielei care se bucură de proprietatea că, indiferent care este elementul motor (manivela sau pistonul), au aceeași viteză în cele două poziții ale mecanismului (C_1 și C_1^* au același centru, deci au puncte comune cînd se suprapun).

Căutînd punctele de pe bielă care în trei poziții să aibă aceeași viteză, se procedează astfel : se mai ia o poziție și se determină I_3, care readus în poziția *1* devine I_3^1. Se construiește prin A_1 față de $I_1I_3^1$ cercul lui Apollonius C_1' (nefigurat în fig. 1). Intersecția dintre C_1 și C_1' dă punctele ce vor avea, în cele trei poziții ale mecanismului, aceeași viteză în modul.

Mecanismul patrulater cu patină oscilantă. După ce se determină I_1 și I_2^1 se construiește față de $I_1I_2^1$ cercul lui Apollonius C_1 ce trece prin A_1 ; acest cerc este locul geometric căutat pentru cele două poziții (fig. 2). Cînd $A_2I_2 = A_1I_1$, C_1 degenerează într-o dreaptă D_1 care, în condiții particulare, poate coincide chiar cu biela.

Dacă elementul motor ar fi BF, întrucît biela se leagă de elementul motor printr-o cuplă de translație și deci viteza unghiulară a bielei este aceeași cu a elementului motor din cele două poziții $\omega_m = \text{const.}$, locul geometric căutat C_1^* va fi o dreaptă perpendiculară pe bielă în poziția *1* ce trece prin mijlocul segmentului $I_1I_2^1$.

Se justifică trecerea lui C_1 prin D mijlocul lui $I_1I_2^1$ prin aceea că :

$$\frac{I_1 D}{I_2^1 D} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1,$$

deoarece : $\omega_2 = \omega_1 = \omega_m$, ω_m reprezentînd viteza unghiulară a elementului motor. Același raționament se aplică și la mecanismul din figura 3.

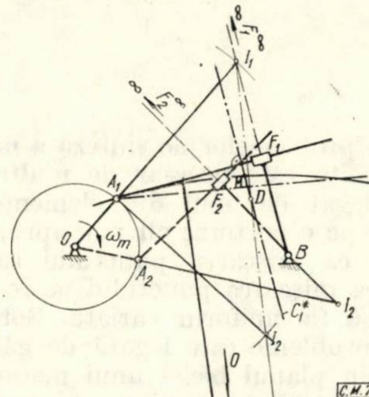


Fig. 2

Intersecția lui C_1 și C_1^* dă punctele din planul bielei care au aceeași viteză în cele două poziţii ale mecanismului, indiferent care este elementul motor OA sau BF.

Dacă sînt trei poziţii, se mai determină C_1' pentru poziţia *1* şi *3*. Intersecţia dintre C_1 şi C_1' va da punctele care au aceeaşi viteză în cele trei poziţii ale mecanismului.

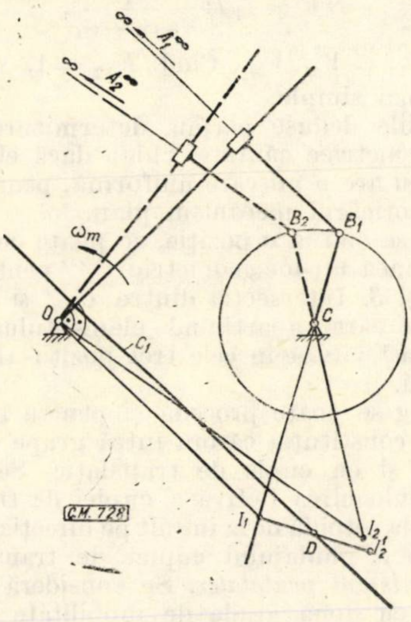


Fig. 3

Mecanismul cu culisă şi piston. Deoarece elementul motor se leagă de bielă printr-o cuplă de translaţie (fig. 4), se înlocuieşte teoretic această cuplă cu una rotoidă plasată în punctul A^∞, obţinînd un mecanism fictiv bielă manivelă.

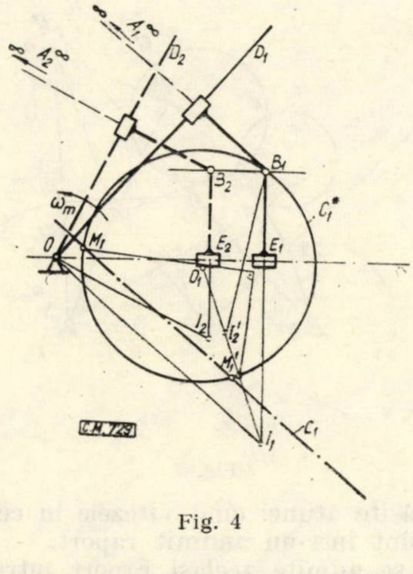


Fig. 4

Locul geometric căutat în planul bielei va fi dreapta C_1 obţinută prin trasarea unei perpendiculare pe elementul motor D_1 prin mijlocul segmentului $I_1I_2^1$. Luînd ca element motor pe EB ce execută o mişcare de pură translaţie uniformă, se poate determina locul geometric C_1^*. Intersecţia lui C_1 cu C_1^* dă punctele M_1, M_1' ce se bucură de proprietatea că, oricare ar fi elementul motor, EB sau D_1 au aceeaşi viteză în cele două poziţii.

Considerînd şi o a treia poziţie pentru mecanismul din figura 4, cu elementul motor D_1 se obţine locul geometric C_1. Dar C_1 şi C_1' sînt perpendiculare pe D_1, deci ele pot fi paralele şi distincte sau confundate. Dacă sînt distincte înseamnă că nu există puncte pe biela mecanismului care să aibă aceeaşi viteză în trei poziţii. Dacă sînt confundate cele două drepte C_1 şi C_1', apare o infinitate de puncte ce răspund problemei puse. Dacă elementul motor este EB, intersecţia are loc între două cercuri şi deci pot exista două, unu sau nici un punct care să răspundă problemei puse.

Mecanismul cu o grupă de clasa a II-a, aspectul 5. Se disting două cazuri :

— elementul motor se leagă de grupă printr-o cuplă rotoidă;

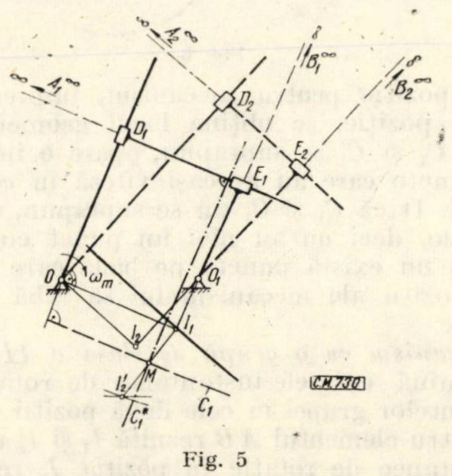


Fig. 5

— elementul motor se leagă de grupă printr-o cuplă de translaţie.

In cazul cînd elementul motor se leagă de grupă printr-o cuplă rotoidă, biela executînd o mişcare de pură translaţie, toate punctele de pe ea vor avea aceleaşi caracteristici cinematice.

Dacă elementul motor este DB, atunci nu pot fi puncte pe bielă care în cele două poziţii să aibă aceleaşi viteze decît în cazuri particulare.

Dacă elementul motor se leagă de grupă printr-o cuplă de translaţie (fig. 5), se determină centrul instantaneu de rotaţie I_1 şi I_2 al bielei în cele două poziţii. Se readuce I_2 în poziţia unu, I_2^1. Deoarece viteza unghiulară a manivelei este constantă, şi a bielei va fi constantă şi cercul lui Apollonius degenerează într-o dreaptă C_1 ce trece prin mijlocul segmentului $I_1I_2^1$ şi este perpendiculară pe elementul motor OD_1.

Dacă elementul motor este O_1E_1, se obţine ca loc geometric C_1^* care se intersectează cu C_1 în M. Acest punct, aparţinînd bielei, se bucură de proprietatea că, oricare ar fi elementul motor, are aceeaşi viteză în cele două poziţii ale mecanismului. Considerînd şi o a treia poziţie pentru mecanism, împreună cu prima poziţie, se obţine locul geometric C_1'. Dacă C_1 şi C_1' se suprapun, apare o infinitate de puncte care au aceeaşi viteză în cele trei poziţii. Dacă C_1 şi C_1 nu se suprapun, ele sînt paralele, deci nu au nici un punct comun şi atunci nu există puncte pe bielă care în cele trei poziţii ale mecanismului să aibă aceeaşi viteză.

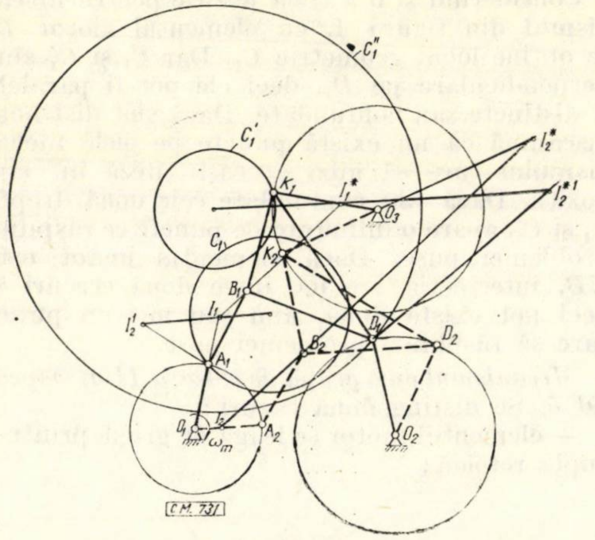


Fig. 6

Mecanism cu o grupă de clasa a III-a. Se determină centrele instantanee de rotaţie ale elementelor grupei în cele două poziţii (fig. 6).

Pentru elementul AB rezultă I_1 şi I_2' centrele instantanee de rotaţie în poziţia *1*, respectiv în poziţia *2* readus în poziţia *1*. Cu ajutorul acestor puncte şi al punctului A_1 se determină cercul lui Apollonius C_1 ca loc geometric al punctelor din planul bielei AB care în cele două poziţii ale mecanismului au aceeaşi viteză.

Presupunînd că element motor este O_2K şi apoi O_3D, pentru elementul BKD se obţin două locuri geometrice, C_1 ce trece prin K_1 şi C_1'' ce trece prin D_1.

Soluţionarea problemei determinării locului geometric din planul elementului BKD se poate face observînd că se pot afla caracteristicele care definesc locul geometric căutat.

Dacă se notează cu u' şi v' punctele de intersecţie ale cercului lui Apollonius cu $I_1I_2^1$, în interiorul lui $I_1I_2^1$, respectiv în exteriorul acestui segment, se obţine :

$$u'v' = 2\,I_1\,I_2^1\,\frac{\omega_1 \cdot \omega_2}{K_{12}^2\,\omega_2^2 - \omega_1^2} \cdot K_{12}\,;$$

$$I_1\,u' = I_1\,I_2^1\,\frac{\omega_2}{K_{12}\,\omega_2 + \omega_1} \cdot K_{12}\,;$$

$$I_2^1\,u' = I_1\,I_2^1\,\frac{\omega_1}{K_{12}\,\omega_2 + \omega_1}\,;$$

$$I_1\,v' = I_1\,I_2^1\,\frac{\omega_2}{K_{12}\,\omega_2 - \omega_1} \cdot K_{12}\,;$$

$$I_2^1\,v' = I_1\,I_2^1\,\frac{\omega_1}{K_{12}\,\omega_2 - \omega_1}\,,$$

unde $K_{12} = V_{M_1}/V_{M_2}$. Cînd $K_{12} = 1$, se obţin relaţii mai simple.

Relaţiile deduse permit determinarea locurilor geometrice căutate, chiar dacă elementul motor nu are o mişcare uniformă, pentru orice bielă a oricărui mecanism plan.

Dacă se mai ia o poziţie, se poate determina similar încă un loc geometric $C_1^{*'''}$ pentru poziţiile *1* şi *3*. Intersecţia dintre C_1''' şi $C_1^{*'''}$ dă punctele care, aparţinînd elementului BKD, au aceeaşi viteză în cele trei poziţii ale mecanismului.

Analog se poate proceda şi pentru mecanismele în constituţia cărora intră grupe de clasa a III-a şi cu cuple de translaţie. Se are în vedere înlocuirea fictivă a cuplei de translaţie cu o cuplă rotoidă de la infinit pe direcţia perpendiculară a ghidajului cuplei de translaţie.

Mecanismul pentalater. Se consideră un mecanism cu două grade de mobilitate (fig. 7), reprezentat printr-un pentalater, cu elementele motoare OA şi $O'D$. Admiţînd că cele două elemente motoare au vitezele unghiulare constante, ω_m = const. şi ω_m' = const., locurile geometrice ale punctelor din planul bielei AB şi DB care au aceeaşi viteză în cele două poziţii ale mecanismului vor trece prin A_1, respectiv D_1. Alegînd trei poziţii, se procedează ca la mecanismele cu un singur grad de mobilitate. Interesant de remarcat este cazul cînd se face ca locurile geometrice ale celor două elemente să fie găsite atunci cînd vitezele în cele două poziţii sînt într-un anumit raport.

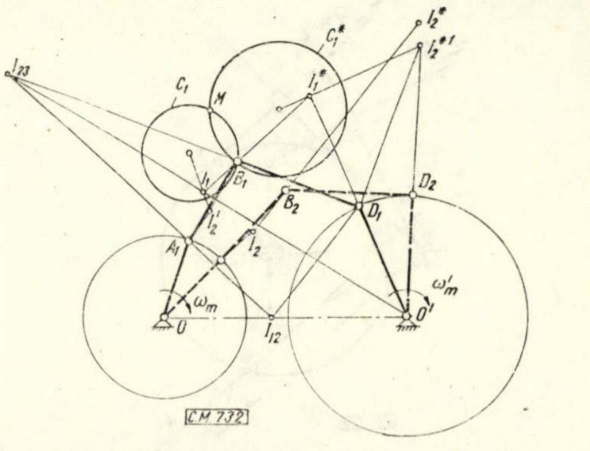


Fig. 7

Dacă se admite acelaşi raport între viteze pentru elementul AB şi BD, raport egal cu :

$$K = \frac{v_{B_1}}{v_{B_2}},$$

cele două locuri geometrice C_1 și C_1^* vor trece prin B_1, ele intersectîndu-se şi în M (în acest punct sînt suprapuse două puncte, unul aparținînd elementului AB și altul aparţinînd elementului DB; vitezele celor două puncte sînt, în cele două poziții, în același raport K).

Dacă cupla din B este de translație, cercurile lui Apollonius degenerează în nişte drepte paralele ce trec prin mijlocul segmentelor $I_1I_2^1$, respectiv $I_1^* I_2^{*1}$ și sînt perpendiculare pe ghidajul cuplei de translație.

Considerînd aceeași construcție a cercului lui Apollonius, se procedează în continuare la determinarea punctelor de pe bielă care au aceeași accelerație în două sau trei poziții ale mecanismului.

În acest scop se ia un mecanism patrulater la care viteza unghiulară a elementului motor se consideră constantă (fig. 8). Construind planul vitezelor și al accelerațiilor, se poate determina viteza și accelerația unghiulară a bielei în cele două poziții (se pot folosi și alte metode, ca de exemplu funcțiile de transmitere). Se propune să se determine locul geometric al punctelor M de pe bielă care să aibă aceeași accelerație, în modul, în cele două poziții alese.

Astfel:

$$a_{M_1} = J_1 M_1 \sqrt{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}\,; \qquad (1)$$

$$a_{M_2} = J_2\, M_2 \sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4}, \qquad (2)$$

în care:

ω_1, ω_2 reprezintă viteza unghiulară a bielei în cele două poziții;

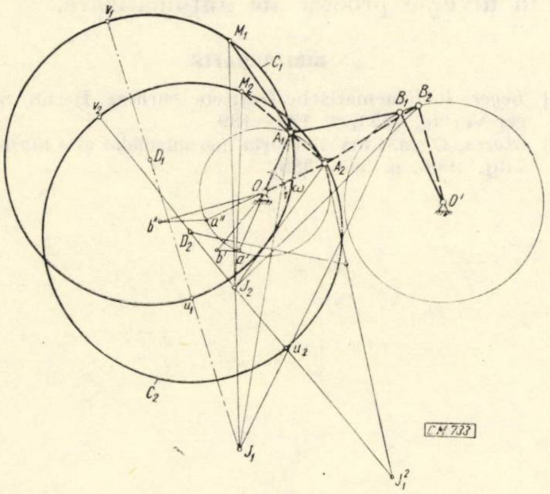


Fig. 8

ε_1, ε_2 — accelerația unghiulară a bielei în cele două poziții.

Readucînd pe J_2 în poziția *1* a bielei, se obține punctul J_2' și deci:

$$J_2\, M_2 = J_2^1\, M_1. \qquad (3)$$

Egalînd (1) cu (2) și ținînd seamă de (3), rezultă:

$$\frac{J_1 M_1}{J_2^1 M_1} = \sqrt{\frac{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4}{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}\,. \qquad (4)$$

Se pune problema determinării, în planul bielei, a unui loc geometric care să satisfacă relația (4) pentru un punct M_1 al lui, adică raportul distanțelor de la acest punct la două puncte J_1 și J_2^1 să fie constant. Locul geometric căutat este un cerc al lui Apollonius față de $J_1 J_2^1$.

Trasarea acestui loc geometric se face ușor dacă se cunoaște un punct al lui; în cazul considerat, punctul A_1. Se unește J_1 și J_2^1 cu A_1, apoi se duce bisectoarea unghiului $\sphericalangle J_1 A J_2$ care intersectează segmentul $J_1 J_2^1$ în punctul u_1, un alt punct al locului geometric căutat. Se duce mediana segmentului u_1A_1 care intersectează segmentul $J_1 J_2^1$ (sau prelungirea acestuia) în D_1 care este centrul cercului Apollonius căutat.

Cînd elementul motor ar fi $O'B$, se poate determina un alt loc geometric C_1^* în planul bielei AB care se bucură de această proprietate. Trebuie avut în vedere faptul că schimbînd elementul motor se vor schimba și polii accelerațiilor, spre deosebire de cei ai vitezelor care rămîneau aceiași la schimbarea elementului motor. Intersecția lui C_1 cu C_1^* dă două puncte ale bielei care se bucură de proprietatea că, oricare ar fi elementul motor (OA sau $O'B$), în cele două poziții au aceeași accelerație (în general cele două cercuri C_1, C_1^* nu sînt concentrice).

Căutînd puncte în planul bielei care în trei poziții să aibă aceeași accelerație, se determină în poziția *1* a bielei încă un loc geometric C_1' care la intersecția cu C_1 dă punctele dorite.

Dacă elementul motor execută o mișcare de rotație cu viteză unghiulară variabilă, locul geometric C_1 nu mai trece prin butonul manivelei deoarece acest punct nu are aceeași accelerație în cele două poziții. În asemenea situații, trasarea cercului lui Apollonius se va face folosind observația că punctele u_1 și v_1 se găsesc pe acest cerc și că ele definesc diametrul lui.

Se obține:

$$\frac{J_1\, u_1}{J_2^1\, u_1} = \sqrt{\frac{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4}{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}\,; \qquad (5)$$

$$\frac{J_1\, v_1}{J_2^1\, v_1} = \sqrt{\frac{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4}{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}\,. \qquad (6)$$

Diametrul cercului va avea expresia:

$$u_1\, v_1 = 2\, J_1\, J_2^1 \frac{\sqrt{(\varepsilon_1^2 + \omega_1^4)\,(\varepsilon_2^2 + \omega_2^4)}}{\varepsilon_2^2 - \varepsilon_1^2 + \omega_2^4 - \omega_1^4}\,. \qquad (7)$$

Cu ajutorul relaţiilor (5) şi (6) se pot determina poziţiile punctelor u_1 și v_1 ce definesc locul geometric căutat :

$$J_1 u_1 = \frac{J_1 J_2^1 \sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4}}{\sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4} + \sqrt{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}; \tag{8}$$

$$J_2^1 u_1 = \frac{J_1 J_2^1 \sqrt{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}{\sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4} + \sqrt{\varepsilon_1^4 + \omega_1^4}}; \tag{9}$$

$$J_1 v_1 = \frac{J_1 J_2^1 \sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4}}{\sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4} - \sqrt{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}; \tag{10}$$

$$J_2^1 v_1 = \frac{J_2^1 J_1 \sqrt{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}{\sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4} - \sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_1^4}}. \tag{11}$$

În mod analog se pot determina punctele din planul bielei care, în cele două poziţii, să aibă acceleraţiile într-un anumit raport dat K_{12}. Va trebui pentru aceasta să se afle locul geometric al punctelor M' care satisfac o relaţie similară cu (4) de forma :

$$\frac{J_1 M_1'}{J_2^1 M_1'} = K_{12} \sqrt{\frac{\varepsilon_2^2 + \omega_2^4}{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}. \tag{12}$$

Dacă se dau trei poziţii ale mecanismului şi se pune problema determinării punctelor din planul bielei care să aibă acceleraţiile într-un raport astfel ca $K_{12} \neq K_{13}$, se determină pentru prima şi a doua poziţie un loc geometric C_1 şi pentru prima şi a treia poziţie un alt loc geometric C_1'. Intersecţia celor două curbe dă punctele N care se bucură de proprietatea că $a_{N1} = K_{12}\, a_{N2} = K_{13}\, a_{N3}$. Cînd $K_{12} = K_{13}$, rezultă că în poziţiile doi şi trei acceleraţiile punctului sînt egale.

Dacă în constituţia mecanismului intră grupe de clasa a doua de diferite aspecte, problema se rezolvă similar cu particularităţile introduse de cuplele de translaţie. Formulele deduse avînd aplicabilitate generală, trebuie avută în vedere doar determinarea corectă a centrelor instantanee ale acceleraţiilor.

La mecanismele cu grupe assurice de clasa a III-a, pentru trasarea cercului lui Apollonius corespunzător elementului central al grupei se poate face o sinteză a mecanismului astfel ca un element condus să aibă aceeaşi acceleraţie în cele două poziţii (sinteză) pe baza funcţiilor de transmitere. Prin butonul acestui element va trece locul geometric căutat. Dar problema se poate rezolva şi în alt mod, şi anume, uzînd de formulele (7) — (11), atunci cînd se cer puncte de aceeaşi acceleraţie, sau de unele similare atunci cînd se cer puncte cu acceleraţii într-un anumit raport în cele două poziţii.

În cazul mecanismelor cu două sau mai multe grade de mobilitate se procedează analog. Cînd locurile geometrice pentru cele două biele trec prin punctul B sau B^∞ (în cazul cuplei de translaţie), ele se bucură de proprietatea că punctele de pe ele au acceleraţiile în acelaşi raport K_{12} :

$$K_{12} = \frac{a_{B_1}}{a_{B_2}} = \frac{J_1\ B_1 \sqrt{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}}{J_2^1\ B_1 \sqrt{\varepsilon_2^2 + \omega_1^4}} = \frac{J_1^*\ B_1 \sqrt{\varepsilon_1^{*2} + \omega^{*4}_1}}{J^{*1}_2\ B_1 \sqrt{\varepsilon^{*2}_2 + \varepsilon^{*4}_2}}.$$

Se poate trage concluzia că locurile geometrice ale punctelor unui element al mecanismului ce au unele proprietăţi cinematice comune sînt determinate, pe de o parte, de elementele geometrice ale mecanismului şi de caracteristicile cinematice ale elementului considerat, pe de altă parte. O aplicare concretă a acestor probleme se întîlneşte la instrumente de măsură şi în diverse procese de automatizare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Beyer, R.* Kinematische Getriebesynthese. Berlin, Springer-Verlag, 1953, p. 187—189.
[2] *Maros,* D.ş.a. Curs de teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cluj, 1966, p. 383—385.

CZ 621.91 :669.715 (498)

Contribuţii la dinamica aşchierii prin strunjire a aliajelor de aluminiu româneşti

Emil ŢÂRU şi Constantin ANDRONIC

Introducerea pe scară tot mai largă a aliajelor de aluminiu în industria constructoare de maşini ridică probleme importante privind stabilirea de regimuri de aşchiere optime, alegerea sau proiectarea de maşini-unelte destinate în mod special aşchierii acestora, prelucrabilitatea din punct de vedere al calităţii suprafeţelor obţinute etc. Pe plan mondial, numeroşi cercetători desfăşoară o susţinută activitate de elucidare a acestor probleme.

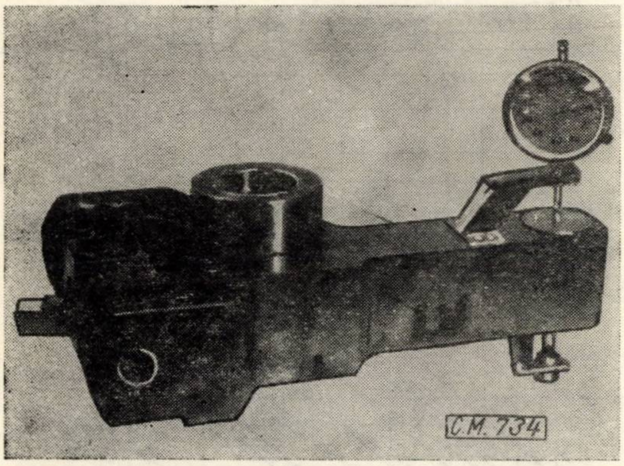


Fig. 1

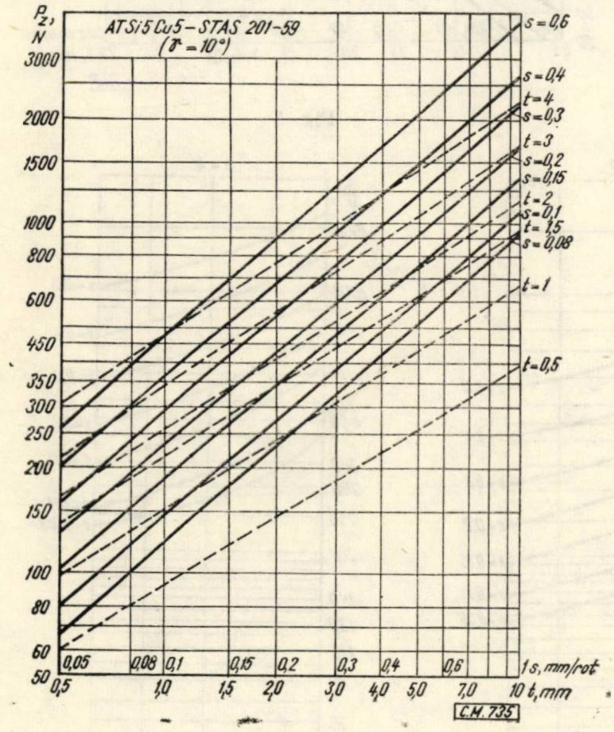


Fig. 2

Dezvoltarea tot mai largă a producţiei de aluminiu în ţară, cum şi folosirea unei game variate de aliaje pe bază de aluminiu în construcţia de maşini şi în alte domenii, reclamă necesitatea studierii amănunţite a proprietăţilor şi posibilităţilor de prelucrare ale acestor aliaje.

În prezentul articol se expun rezultatele unor experienţe privind determinarea valorilor forţei principale de aşchiere P_z la strunjirea longitudinală a aliajului ATSi5Cu5 (STAS 201–59) sub formă de pistoane uzate de la motorul D103.

Măsurările s-au efectuat pe un strung S3, folosindu-se cuţite normale de degroşare (STAS 351–60) din oţel rapid RW180, de geometrie standardizată, unghiul de degajare fiind $\gamma = 10°$, 20°, 30° şi 40°. S-au folosit următoarele regimuri de strunjire:

$v = 100$ m/min;

$t = 0{,}5$; 1; 1,5; 2; 3 şi 4 mm;

$s = 0{,}08$; 0,1; 0,15; 0,2; 0,3; 0,4 şi 0,6 mm/rot.

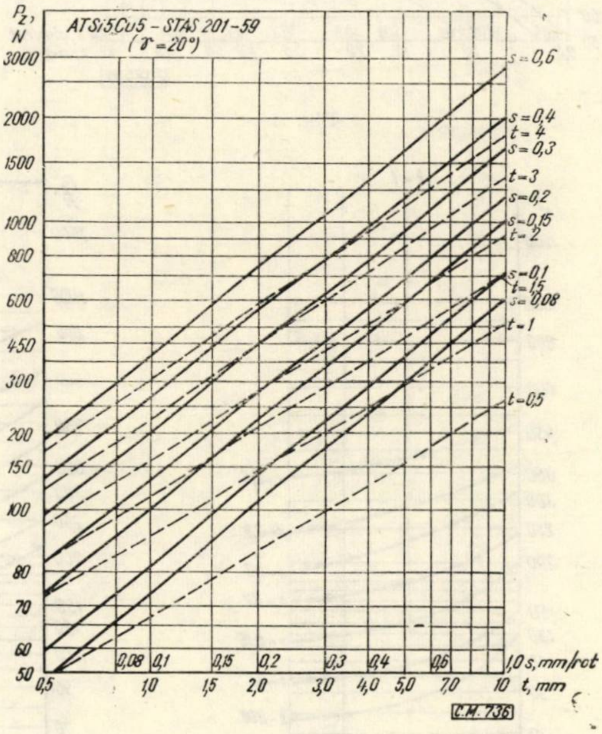


Fig. 3

Valorile forţei P_z au fost măsurate cu ajutorul unui dinamometru monocomponent tip G.A. Levit (fig. 1), modificat prin adoptarea unui amortizor special, hidraulic.

Prelucrarea grafoanalitică [1] a celor peste şase sute de valori măsurate, pe baza cărora s-au trasat diagramele de variaţie, în coordonate dublu-logaritmice, a forţei în funcţie de avansul *s*, respectiv de adîncimea de aşchiere *t* (fig. 2, 3, 4 şi 5), a permis să se obţină următoarele relaţii, pentru $\gamma = 10°, 20°, 30°$ şi respectiv 40° :

$$P_z = 670\, t^{0.86}\, s^{0.65} \cdot K_v,\ \mathrm{N}; \qquad (1)$$

$$P_z = 547\, t^{0.82}\, s^{0.68} \cdot K_v,\ \mathrm{N}; \qquad (2)$$

$$P_z = 457\, t^{0.82}\, s^{0.68} \cdot K_v,\ \mathrm{N}; \qquad (3)$$

$$P_z = 422\, t^{0.82}\, s^{0.65} \cdot K_v,\ \mathrm{N}. \qquad (4)$$

Considerînd relaţia (2) de bază, se determină coeficienţii de corecţie pentru unghiuri de degajare diferite de 20° (tabela 1).

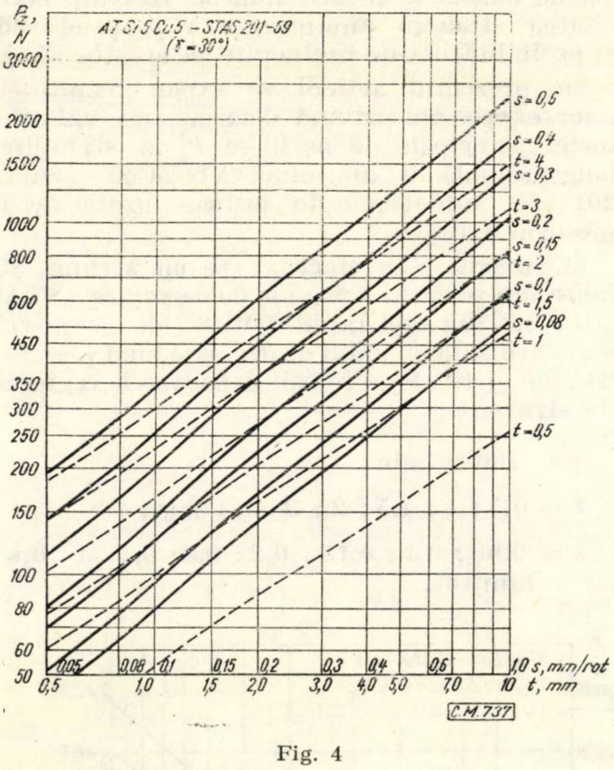


Fig. 4

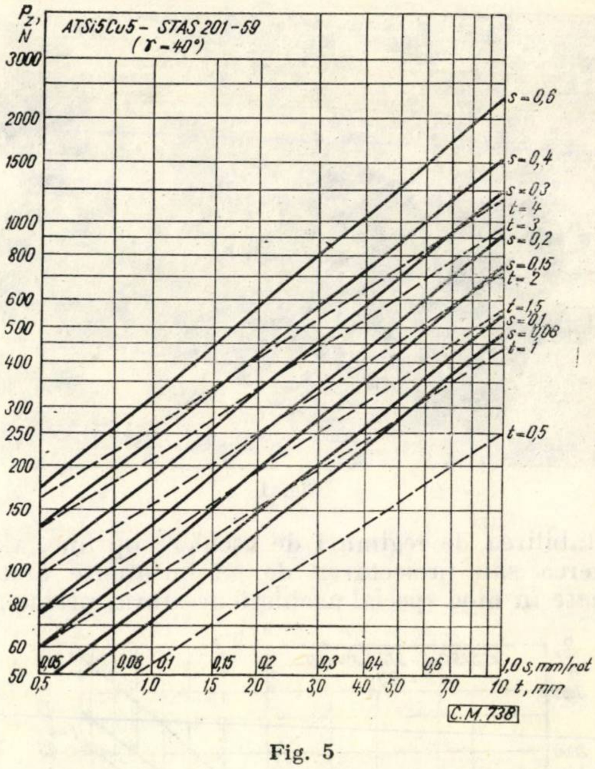
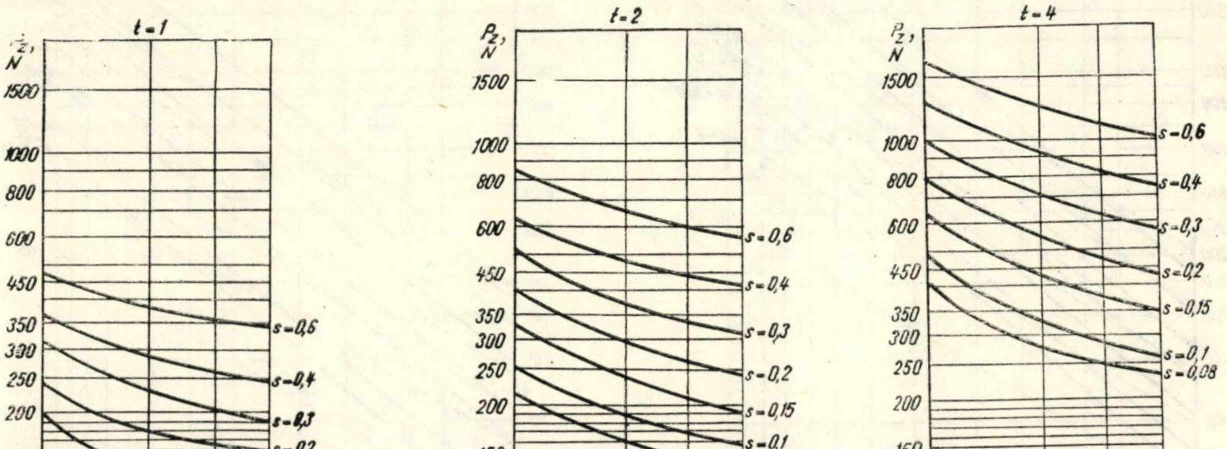


Fig. 5



a) b) c)

Fig. 6

Tabela 1

γ°	10	20	30	40
K_γ	1,25	1,0	0,87	0,77

Lucrul cu viteze mai mari de 100 m/min are ca rezultat scăderea forţei de aşchiere P_z (conform tabelei 2).

Tabela 2

v, m/min	100	150	250	400
K_v	1,0	0,95	0,92	0,9

S-a studiat de asemenea influenţa unghiului de degajare asupra forţei P_z pentru diverse valori t şi s (fig. 6, *a*, 6, *b* şi 6,*c*). Se observă că gradul de influenţă al lui γ asupra forţei este variabil cu t şi s [2], iar curbele de variaţie $P_z = f(\gamma)$ nu au forma unor exponenţiale, întrucît în reţeaua de coordonate logaritmice nu sînt linii drepte. Influenţa unghiului de degajare este mai complexă, fiind cu atît mai accentuată cu cît procesul de aşchiere decurge mai greu [3], adică cu cît viteza şi avansul au valori mai mici.

Concluzii. Valorile forţei P_z la strunjirea longitudinală a aliajelor de aluminiu sînt mult mai mici decît la oţeluri (de 2,6 ori mai mici faţă de OL34). Acest fapt atrage necesitatea utilizării de maşini-unelte la care jocurile să fie cît mai reduse pentru a se obţine precizia dimensională corespunzătoare a pieselor prelucrate.

Unghiul de degajare influenţează foarte mult asupra valorii forţei P_z [4]; la valori apropiate de 10°, creşterea forţei este mult mai accentuată. Valoarea de 30° a unghiului γ duce la micşorarea accentuată şi chiar la dispariţia depunerilor pe tăiş, lucru observat din experienţele efectuate şi citat şi în literatura de specialitate [5]. Această valoare poate fi considerată optimă, ţinînd seamă şi de masa capului cuţitului care nu se poate micşora oricît de mult.

Influenţa unghiului γ asupra lui P_z este complexă, prin urmare exponentul x_p din relaţia $P_z = \frac{C}{\gamma^{x_p}}$ stabilită de Kardos [6] nu poate fi considerat constant, aşa cum arată acesta, pentru un domeniu mai larg de variaţie a unghiului de degajare.

Studiul influenţei vitezei asupra forţei P_z duce la concluzia că aceasta dispare practic la valori ale vitezei de peste 450 m/min, fapt care este în concordanţă cu datele existente [7].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Caşler, Gh. ş.a.* Determinarea parametrilor forţei principale de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală pentru oţelurile româneşti standardizate (I). În: Buletinul Institutului politehnic-Iaşi, seria nouă, 1956, II (VI), fasc. 3—4, p. 313.

[2] *Belous, V., Condrea, I.* şi *Plăhteanu, B.* Cercetări privind influenţa unghiului de degajare asupra forţei principale de aşchiere. În: Buletinul Institutului politehnic-Iaşi, XII (XVI), fasc. 1—2, 1966, p. 389—396.

[3] *Zorev, N. N.* Voprosî mehaniki proţessa rezania metallov. Moscova, Maşghiz, 1956.

[4] *Dzaima Sigeo, Kamo Susumi* şi *Arao Kadzuo.* A study on the machinability of wrought aluminium alloy. 1 st. rept. On the cutting resistance in the case of turning aluminium 11S, 17S and 56S. Neikindzoku. În: Light Metals 13, nr. 6, 1963, p. 400—404.

[5] *Livşiţ, V. B.* Vlianie narosta na rezţe na kacestvo poverhnosti aluminievîh splavov. În: Stanki i instrument, nr. 11, 1960, p. 28—29.

[6] *Kardos, A.* A forgácsolóerö és a szerszmageometria összefüggése aluminiumötvözet esztergalásákor. În: Gép 16, nr. 12, 1964, p. 457—460.

[7] *Trigger, K. J.* şi *Turkovich, B. F.* Chip formation in high-speed cutting of copper and aluminium. În: Trans. ASME, B 85, nr. 4, 1963, p. 365—372.

CZ 620.178.7 : 620.115

Menținerea temperaturii la încercarea microepruvetelor de reziliență la temperaturi joase

Eugen IOVIȚIU

Încercările la reziliență și tracțiune dinamică pot fi efectuate la temperaturi joase prin răcirea epruvetelor în băi frigorifice separate de instalația de încercare, timpul de montare a epruvetelor și durata încercării fiind scurte, sub 10 s. În aceste cazuri trebuie luate măsuri pentru compensarea încălzirii epruvetelor răcite în timpul ce se scurge de la scoaterea lor din mediul frigorific și pînă la ruperea lor. Compensarea acestei încălziri inerente se face printr-o subrăcire cu Δt°C.

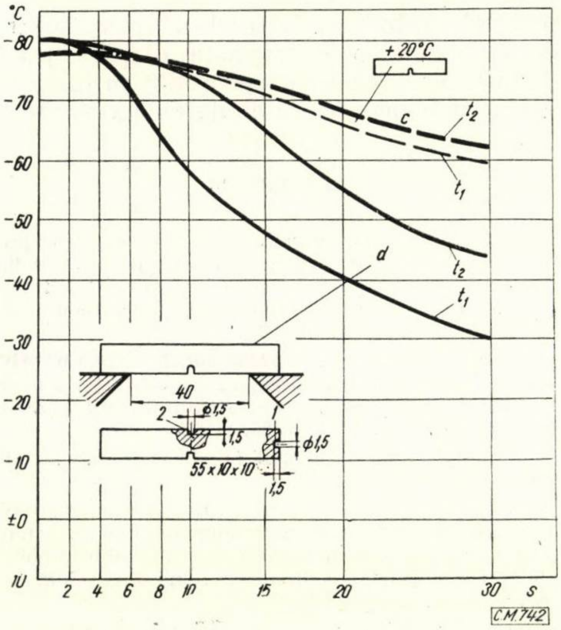


Fig. 1

Variațiile de temperatură la epruvete normale de reziliență, în timpul operației de încercare la temperaturi diferite de cea ambiantă de +20°C, sînt cunoscute. Astfel, K. Wellinger și H. Wittwer [1] au determinat experimental temperatura capetelor epruvetei normale și aceea în dreptul crestăturii, în momentul încercării, din curba temperatură-timp, ridicată cu ajutorul a două termocuple amplasate în epruvete. Despre încălzirea microepruvetelor în timpul încercării nu apar informații în literatura de specialitate.

STAS 6833 – 63 admite o subrăcire Δt°C pentru epruvete normale în recipientul de răcire, de 1°C pentru fiecare treaptă de 10°C, sub 0°C.

În prezenta lucrare se prezintă rezultatele unor determinări făcute asupra epruvetelor normale de reziliență și asupra microepruvetelor de 4 × 4 × 24 mm, folosind metoda utilizată în [1]. Termocuplele au fost fixate în epruvetă – unul la un capăt, iar altul în dreptul crestăturii – și s-a ridicat variația temperaturilor în timp, fotografiind simultan indicațiile galvanometrelor legate de cele două termocuple și cadrul unui ceasornic secundometric. S-au utilizat termocuple din fier-constantan, cu sîrmă de 0,3 mm diametru, respectiv 0,2 mm, fixate în găuri de 1,5 mm diametru, practicate în epruvete. Izolarea firelor termocuplelor s-a făcut cu o rășină sintetică tip Araldit. Răcirea epruvetelor s-a realizat într-un recipient izolat termic, mediul lichid fiind acetona și azotul lichid.

În figurile 1 și 2 s-au reprezentat temperaturile măsurate pe epruvetele Mesnager (fig. 1) și microepruvete (fig. 2) răcite la temperatura – 80°C, în funcție de timp, în perioada lor de încălzire; curbele c indică creșterea temperaturii epruvetelor suspendate în aer liniștit, iar curbele d, creșterea de temperatură a epruvetelor care, după scoaterea din mediul frigorific, au fost așezate pe reazemele ciocanului pendul; curbele t_1 indică temperatura de la

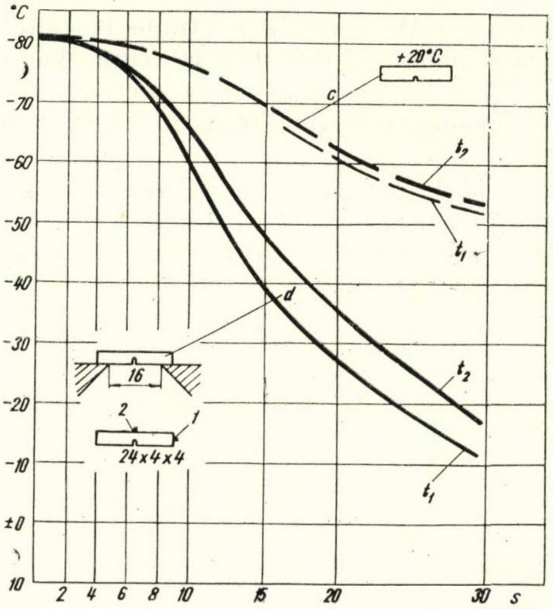


Fig. 2

capătul epruvetelor, iar t_2 cea în dreptul încrestării. Din aceste diagrame se poate observa că timpul de încălzire a epruvetelor începe numai la 3 — 4 s după scoaterea lor din mediul frigorific; după scurgerea primelor 10 s, încălzirea microepruvetelor este mai accentuată.

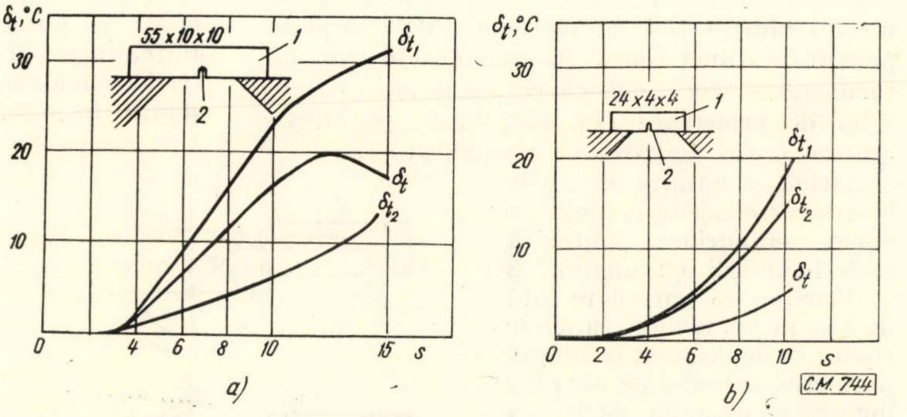


Fig. 3

În figurile 3, *a* și 3, *b* se arată variația de temperatură în primele 10 s a epruvetelor Mesnager (fig. 3, *a*) și a microepruvetelor așezate pe reazeme, temperatura inițială fiind de —80°C (fig. 3, *b*).

În figura 4 s-au trecut diferențele de temperatură înregistrate într-o perioadă de circa 60 s pentru epruvetele scoase din recipient la — 80°C (*a*, *b* — epruvetă normală și microepruvetă așezată pe reazemele ciocanului pendul; *c*, *d* — epruvetă normală și microepruvetă suspendate, în mediul ambiant); δ_t este diferența de temperatură între capătul și mijlocul epruvetelor. Astfel, pentru o epruvetă Mesnager se citește că după 9 s, $\delta_t = t_2 - t_1 = 16°C$; la o microepruvetă, în aceleasi condiții, diferența este numai de 2°C. Încălzirea mai slabă a microepruvetelor se datorește influenței evaporării filmului lichidului mediu de răcire ce se depune pe suprafața epruvetei la scoaterea ei din mediul frigorific.

Aceste rezultate se verifică și teoretic, încălzirea unei probe în perioada primelor secunde fiind dată de relația [2]:

$$\Delta t_w = \Delta t_0 \frac{\alpha \cdot S}{G \cdot c} \cdot z, \qquad (1)$$

în care:

Δt_w reprezintă încălzirea probei, °C;

Δt_0 — diferența de temperatură între mediul de încercare și temperatura inițială a probei, °C;

α — coeficientul de transmitere a căldurii; în cazul considerat $\alpha = 5$ kcal/m². h°C;

S — aria suprafeței probei, m²;

G — greutatea probei, kgf;

c — căldura specifică a materialului, pentru oțel $c = 0{,}11$ kcal/kgf °C;

z — timpul, h.

Relația (1) pentru epruvete de reziliență și tracțiune dinamică se mai poate scrie astfel:

$$\Delta t_w = \frac{1{,}26 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t_0 \cdot S \cdot z}{G}, \qquad (2)$$

unde:

S este considerat în cm²;

z — în s;

G — în gf.

Efectuînd calculele cu $\Delta t_0 = -100°C$ se găsește 4,25°C/min pentru epruvete Mesnager, 0,9°C/min pentru microepruvete și 3,1°C/min pentru epruvete de tracțiune dinamică, de 90 mm lungime și 4 mm diametru.

Din cele constatate rezultă că subrăcirea Δt cu cîte un grad pentru fiecare treaptă de 10°, sub 0°C, prescrisă pentru epruvete normale, acoperă necesitatea de subrăcire a microepruvetelor.

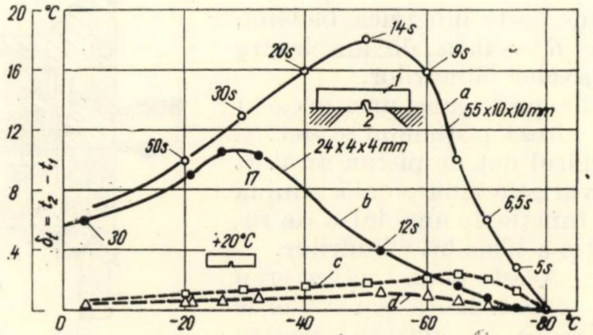


Fig. 4

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wellinger, K.* și *Wittwer, H.* Einfluss des Prüftemperatur auf die Kerbschlag-zähigkeit von unlegierten Stählen. In: Materialprüfung 2, nr. 10, 1960, p. 373—382.

[2] *Hildesheimer, H.* Die Werkstoffprüfung bei tiefen Temperaturen. In: Schweissen und Schneiden 9, nr. 3, 1957, p. 117 — 119.

CZ 621.651.001.24

Contribuţii la cinematica pompei cu pistonaşe de tip axial

Victor BENCHE şi Lidia BENCHE

Perfecţionarea continuă a construcţiilor de maşini hidrostatice cu pistoane axiale impune necesitatea unei teorii cît mai exacte care să reconsidere teoria clasică ce stă la baza calculului de proiectare [1], [2], bazat pe cîteva ipoteze aproximative dar simplificatoare.

Astfel, se admite că axele tijelor pistonaşelor coincid cu axele cilindrilor. Datorită însă înclinării cu unghiul β a discului de antrenare faţă de blocul cilindrilor, capetele tijelor se deplasează în lungul proiecţiei cercului pe un plan înclinat cu un unghi de $90 - \alpha$ faţă de acest cerc (fig. 1). În felul acesta, tijele vor lucra ca nişte bile atunci cînd cilindrii se deplasează în lungul cercului.

Apoi, se consideră ipoteza lungimii infinite a bieletei :

$$l = \infty, \quad \lambda = \frac{R_c}{l} = 0, \qquad (1)$$

unde l este lungimea bieletei, iar R_c — raza de amplasare a axelor cilindrilor.

Se presupune prin aceasta că viteza pistonului şi deci şi debitul dat de piston ar avea o variaţie sinusoidală simplă în funcţie de unghiul φ de rotaţie a blocului cilindrilor.

Aceste două ipoteze erau în concordanţă cu valorile mici ce se alegeau pentru unghiul de basculare α şi pentru raportul λ [6].

În fine, se consideră că blocul de cilindri şi flanşa arborelui de antrenare se rotesc sincron. În realitate, din cauza transmisiei cardanice sau a transmisiei prin bielete şi pistonaşe viteza unghiulară a blocului este variabilă [5].

Tot mai larga utilizare a maşinilor hidraulice cu pistonaşe axiale conduce la materializarea următoarelor tendinţe : creşterea unghiului de basculare a blocului de cilindri ($\alpha_{max} = \pm 35°$) ; micşorarea gabaritelor, o utilizare mai intensă a materialului şi scăderea greutăţii pe unitate de putere; creşterea puterii unităţilor prin mărirea turaţiei de antrenare ($n_{max} = 3\,000$ rot/min) şi a presiunilor ($p_{max} = 320$ kgf/cm^2) ; ridicarea randamentului etc.

Prima tendinţă accentuează caracterul de bielă al mişcării tijelor pistonaşelor. Aceasta influenţează şi asupra dinamicii maşinii, întrucît la calcularea forţei de inerţie a masei considerate în mişcare relativă :

$$\overline{F}_{rel} = -m \cdot \overline{a}_{rel},$$

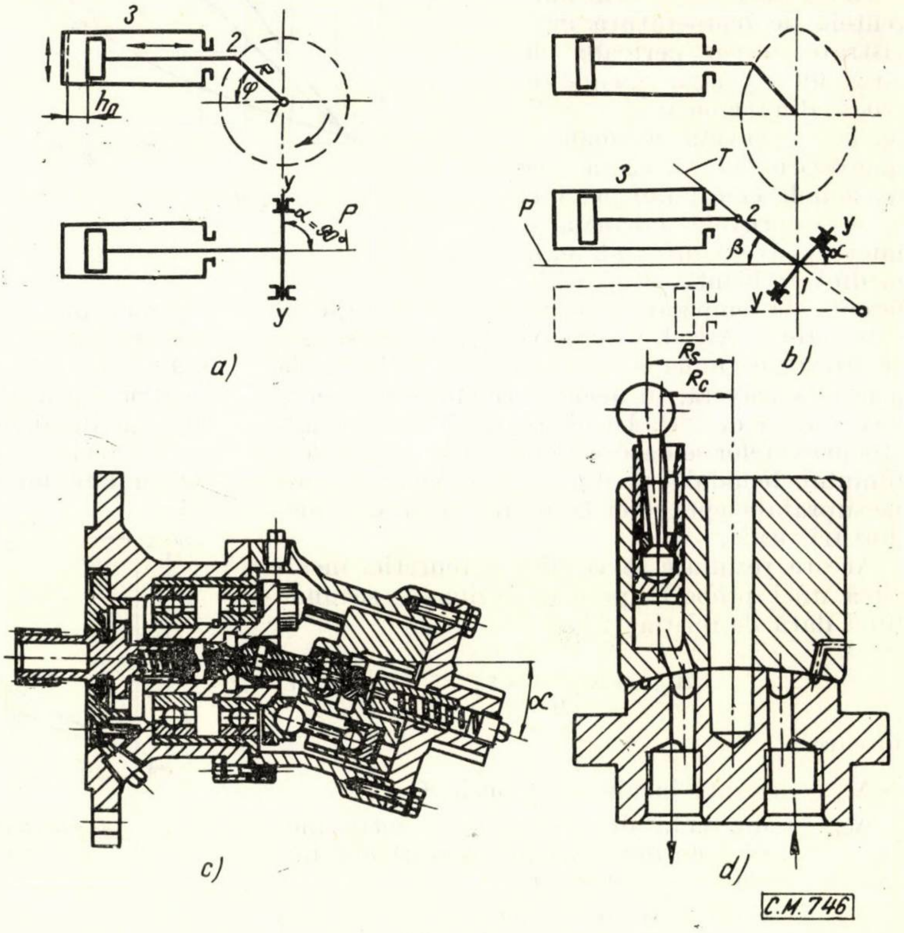


Fig. 1

unde m este masa pistonaşului şi a tijei considerate în centrul de greutate al ansamblului pistonaş-tijă (pentru $\beta = 90°$) ; tijele lucrînd ca nişte biele, nu se mai poate considera întreaga masă a tijei în centrul de greutate al ansamblului pistonaş-tijă.

Cea de-a doua tendinţă a dus la adoptarea unui raport λ din ce în ce mai mare, ajungîndu-se astăzi în mod uzual la valorile $\lambda > 1/2$.

Cea de-a treia tendinţă a condus la creşterea frecvenţei pulsaţiilor debitului şi, în consecinţă, şi la creşterea fluctuaţiilor de presiune.

În aceste cazuri, aproximaţiile enunţate conduc la erori ce nu pot fi neglijate nu numai în probleme de cercetare ştiinţifică, ci nici chiar la calculul de proiectare a acestor maşini.

Expresia exactă a deplasării pistonaşului se stabileşte în funcţie de traiectoria de deplasare a centrului sferei de sprijin al bieletei faţă de axa cilindrului [3], [4], [5].

În cele ce urmează se admite că blocul de cilindri şi flanşa arborelui de antrenare se rotesc sincron, ceea ce se realizează printr-o articulaţie cardanică dublă.

Admiţînd ipoteza lungimii infinite a bieletei, teoria clasică dă pentru deplasarea pistonaşului formula aproximativă :

$$x_{aprox} = R_s (1 - \cos\varphi)\cdot\sin\alpha, \tag{2}$$

unde R_s este raza de amplasare a suprafeţelor sferice ale bieletelor în flanşa de antrenare cînd $\alpha = 0$; deci volumul de lucru al pompei este egal cu zero.

Deplasarea reală a pistonaşului este însă :

$$x = x_{aprox} + \Delta x, \tag{3}$$

unde corecţia deplasării pistonaşului Δx ţine seamă de lungimea finită a bielei l şi de proiecţia ei p pe un plan perpendicular pe axa de rotaţie a blocului de cilindri (fig. 2, *a*) :

$$\Delta x = l - \sqrt{l^2 - p^2}. \tag{4}$$

Proiecţia traiectoriei centrului sferei bieletei din flanşa axului de antrenare pe un plan perpendicular pe axa de rotaţie a blocului de cilindri este o elipsă cu semiaxele R_s şi $R_s\cdot\cos\alpha$ (fig. 2, *b*), în timp ce traiectoria centrului pistonaşului pe acelaşi plan este un cerc cu raza R_c. Axa $y - y$ este proiecţia axei în jurul căreia are loc înclinarea blocului cilindrilor la variaţia volumului de lucru al pompei şi se consideră ca origine pentru calculul unghiului de rotaţie φ al arborelui pompei.

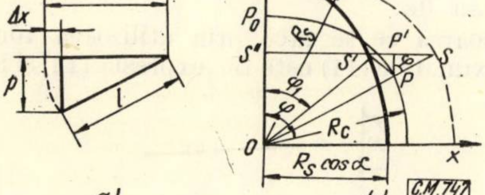


Fig. 2

Prin rotirea sincronă a arborelui de antrenare a blocului de cilindri cu unghiul φ faţă de poziţia iniţială, centrul sferei din flanşa de antrenare S_0 ajunge în S, a cărui proiecţie este S', iar centrul pistonaşului P_0 ajunge în P. Segmentul de dreaptă $S'P = p$, din ecuaţia (4).

Din triunghiul $PP'S$ se obţine :

$$PP' = (R_s - R_c)\cdot\cos\varphi,$$

iar din triunghiul $S'S''O$ şi triunghiul $S''OS$:

$$[\operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi\cdot\cos\alpha\,;\; S'P' = S''P' - S''S' =$$

$$= (R_c - R_s\cos\alpha)\cdot\sin\varphi\,;$$

se notează $\frac{R_s}{R_c} = e$ şi se obţine :

$$p^2 = R_c^2 (e-1)^2\cdot\cos^2\varphi + R_c^2\cdot\sin^2\varphi\,(1 - e\cos\alpha)^2.$$

Înlocuind în relaţia (4) rezultă :

$$\Delta x = l - \sqrt{l^2 - R_c^2\,[(e-1)^2\cdot\cos^2\varphi + (1 - e\cdot\cos\alpha)^2\cdot\sin^2\varphi]}. \tag{5}$$

Notînd cu :

$$\lambda' = \lambda\cdot e\cdot\sin\alpha, \tag{6}$$

se obţine expresia corectată a deplasării pistonului :

$$x = R_s\cdot\sin\alpha\left[(1-\cos\varphi) + \frac{1}{\lambda'}\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 (e-1)^2\left\{\left[\left(\frac{1 - e\cdot\cos\alpha}{e-1}\right)^2 - 1\right]\sin^2\varphi + 1\right\}}\right)\right] \tag{7}$$

Prin derivări succesive în raport cu timpul, se obţine expresia corespunzătoare a vitezei pistonaşului :

$$c = \dot{x} = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = R_s\cdot\omega\cdot\sin\alpha\cdot\sin\varphi + \Delta c =$$

$$= R_s\cdot\omega\cdot\sin\alpha\left[\sin\varphi + \frac{\lambda'\left(\dfrac{1-\cos\alpha}{e\cdot\sin^2\alpha} - 0{,}5\right)}{\sqrt{1 + \lambda^2 (e-1)^2\left\{\left[\left(\dfrac{1 - e\cdot\cos\alpha}{e-1}\right)^2 - 1\right]\cdot\sin^2\varphi + 1\right\}}}\sin 2\varphi\right] \tag{8}$$

şi, respectiv, expresia exactă a acceleraţiei pistonaşului :

$$j = \dot{c} = \ddot{x} = \frac{\mathrm{d}c}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}c}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = R_s\cdot\omega^2\sin\alpha\cdot\cos\varphi +$$

$$+ \Delta j = R_s\cdot\omega^2\cdot\sin\alpha\left[\cos\varphi + \frac{2\,C_1\cdot\cos 2\varphi}{\sqrt{1 - C_2(C_3\cdot\sin^2\varphi + 1)}} - \frac{C_1\cdot C_2\cdot C_3\cdot\cos^2 2\varphi}{2[1 - C_2(C_3\sin^2\varphi + 1)]^{\frac{3}{2}}} + \frac{C_1\cdot C_2\cdot C_3}{2[1 - C_2(C_3\cdot\sin^2\varphi + 1)]^{\frac{3}{2}}}\right], \tag{9}$$

în care :

$$C_1 = \lambda' \left(\frac{1 - \cos\alpha}{e \cdot \sin^2\alpha} - 0{,}5 \right); \quad C_2 = \lambda^2 (e - 1)^2;$$

$$C_3 = \left(\frac{1 - e \cdot \cos\alpha}{e - 1} \right)^2 - 1. \tag{10}$$

Ipoteza lungimii infinite a bieletei conduce la formulele aproximative :

$$c = R_s \cdot \omega \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varphi; \tag{11}$$

$$j = R_s \cdot \omega^2 \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi. \tag{12}$$

Eroarea Δx ce se face utilizînd formula aproximativă (2) rezultă din diferenţa expresiilor (7) şi (2), iar valoarea sa maximă se obţine din condiţia $\frac{d\Delta x}{d\varphi} = 0$ şi $\varphi = 90°$:

$$\Delta x_{max,\, \varphi = 90°} = R_s \left[\frac{1}{\lambda} - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (1 - e \cdot \cos\alpha)^2} \right]. \tag{13}$$

În figura 3 este reprezentată variaţia mărimii corecţiei cursei Δx a pistonaşului în funcţie de unghiul de rotire a arborelui pompei, iar în figura 4 sînt redate valorile erorii Δx raportate la deplasarea pistonaşului după expresia aproximativă, pentru diferite unghiuri de înclinare a blocului de cilindri, pentru o pompă* avînd caracteristicile : $l = 68$ mm ; $R_c = 41$ mm ; $e = 1{,}06$; $\lambda = 0{,}6025$.

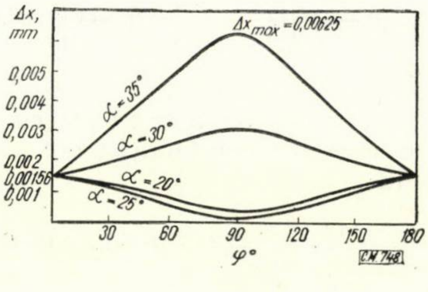


Fig. 3

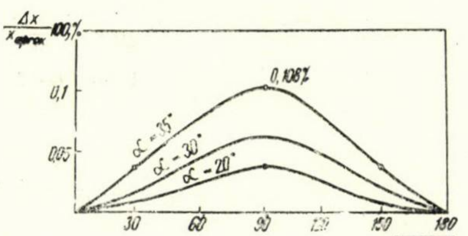


Fig. 4

Variaţia vitezei pistonaşului este reprezentată în figura 5 şi însumează două armonice : armonica întîi care este o sinusoidă de perioadă 2π şi a doua care are expresia:

$$\Delta c = \frac{\frac{1}{2} \cdot R \cdot \omega \cdot \lambda \left[2 (1 - \cos\alpha) - e \cdot \sin^2\alpha \right]}{\sqrt{1 - \lambda^2 (e - 1)^2 \left\{ \left[\left(\frac{1 - e \cdot \cos\alpha}{e - 1} \right)^2 - 1 \right] \sin^2\varphi + 1 \right\}}} \sin 2\varphi. \tag{14}$$

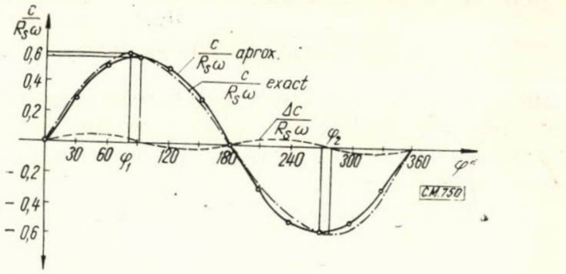


Fig. 5

Valorile unghiului φ pentru care viteza pistonaşului este maximă se pot determina din condiţia $\frac{dc}{d\varphi} = 0$:

$$\cos\varphi + \frac{2 C_1 \cdot \cos 2\varphi}{\sqrt{1 - C_2 (C_3 \cdot \sin^2\varphi + 1)}} - \frac{C_1 C_2 C_3 \cdot \cos^2 2\varphi}{2 [1 - C_2 (C_3 \cdot \sin^2\varphi + 1)]^{\frac{3}{2}}} + \frac{C_1 C_2 C_3}{2 [1 - C_2 (C_2 \sin^2\varphi + 1)]^{\frac{3}{2}}} = 0. \tag{15}$$

Determinarea lor (fig. 6) s-a făcut prin metoda grafonumerică [7] care constă în reprezentarea grafică a valorilor obţinute $P(\varphi)$ pe o succesiune de diagrame la scări din ce în ce mai mari şi determinarea grafică a intersecţiei curbei $P(\varphi)$ cu axa 0φ.

Eroarea ce se face prin utilizarea formulei aproximative (11) este Δc (expresia (14) şi fig. 5).

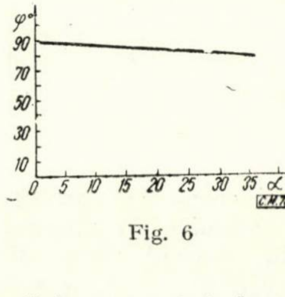


Fig. 6

Valorile erorii Δc, raportate la viteza pistonaşului (11) avînd pe α parametru, sînt date în graficul din figura 7.

---

* Un model experimental al unei transmisii hidrostatice montate pe tractorul MT3—3 505.

Valoarea maximă a acestei erori se obţine din condiţia $\frac{\mathrm{d}\Delta c}{\mathrm{d}\varphi} = 0$:

$$\frac{\mathrm{d}\Delta c}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{C_1 C_2 C_3 \cdot \cos^2 2\varphi}{2[1 - C_2(C_3 \sin^2\varphi + 1)]^{\frac{3}{2}}} -$$

$$- \frac{2C_1 \cdot \cos^2\varphi}{\sqrt{1 - C_2(C_3 \sin^2\varphi + 1)}} -$$

$$- \frac{C_1 C_2 C_3}{2[1 - C_2(C_3 \sin^2\varphi + 1)]^{\frac{3}{2}}} = 0. \tag{16}$$

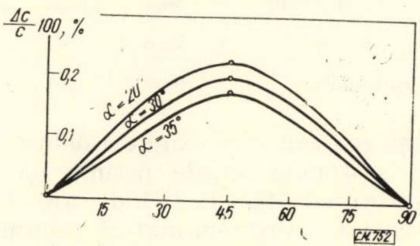


Fig. 7

Din studiul variaţiei acceleraţiei pistonaşului (fig. 8) reiese că valoarea maximului:

$$j_{\varphi=0} = R_s\,\omega^2 \left\{1 + \frac{\lambda\left[\frac{2(1 - \cos\alpha)}{\sin\alpha} - e \sin\alpha\right]}{\sqrt{1 - \lambda^2(e-1)^2}}\right\} \sin\alpha \tag{17}$$

este mai mare decît acceleraţia $R_s \cdot \omega^2 \cdot \sin\alpha$ a sferelor de sprijin ale bieletelor în flanşa axului de antrenare, corespunzător formulei clasice (12).

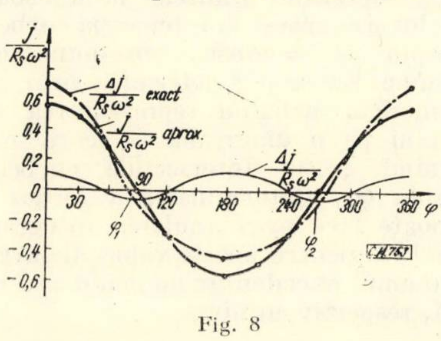


Fig. 8

Expresiile exacte ale debitului instantaneu unitar (adimensional) q şi mediu unitar q_m se obţin pe baza expresiilor exacte deduse pentru viteza pistonaşului:

— pentru un număr impar n de pistonaşe şi $\varphi \in \left[0, \frac{2\pi}{n}\right]$:

$$q_n = \frac{\Sigma\,\mathrm{d}q}{\mathrm{d}\varphi} = q(\varphi) + q\left(\varphi + \frac{2\pi}{n}\right) +$$

$$+ q\left(\varphi + \frac{4\pi}{n}\right) + \ldots q\left(\varphi + \frac{n-1}{n}\pi\right); \tag{18}$$

— pentru un număr par n de pistonaşe şi $\varphi \in \left[0, \frac{2\pi}{n}\right]$:

$$q_n = \frac{\Sigma\,\mathrm{d}q}{\mathrm{d}\varphi} = q(\varphi)) + q\left(\varphi + \frac{2\pi}{n}\right) +$$

$$+ q\left(\varphi + \frac{4\pi}{n}\right) + \ldots q\left(\varphi + \frac{n-2}{n}\pi\right); \tag{19}$$

iar:

$$q_m = \frac{Q_m}{F R_s\,\omega} = \frac{n \sin\alpha}{2\pi}\left[2 + \frac{1}{\lambda^2}\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2(e-1)^2}\right)\right], \tag{20}$$

în care $q = \frac{Q}{F \cdot R_s \cdot \omega}$ este chiar viteza pistonaşului (fig. 5) şi F este aria suprafeţei frontale a pistonaşului.

Debitul instantaneu maxim corespunde valorilor φ pentru care $j = 0$, respectiv vitezelor maxime.

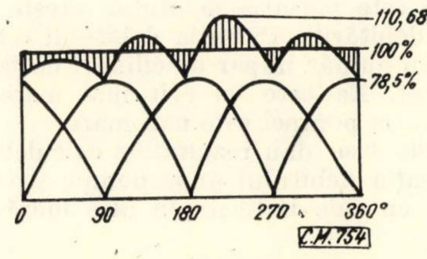


Fig. 9

Pulsaţia debitului, în general, este:

$$\delta = \frac{q_{n\,max} - q_{n\,min}}{q_m}. \tag{21}$$

Variaţia debitului instantaneu adimensional al unor pompe axiale, după formula exactă, este reprezentată în figurile 9, 10, 11 şi 12. Graficele permit determinarea fluctuaţiei debitului de lichid faţă de cel nominal (mediu) considerat 100 % şi, în consecinţă, dau indicaţiile necesare pentru verificarea instalaţiei din punct de vedere al posibilităţii apariţiei feno-

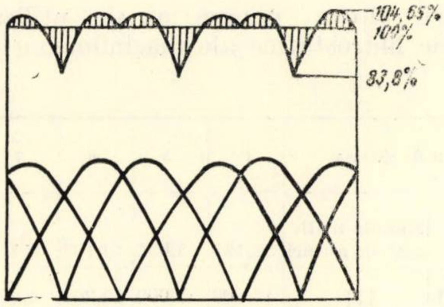


Fig. 10

menului de rezonanţă, care se poate produce cînd variaţiile presiunii, provocate de elasticitatea conductei, coincid cu impulsurile date de debitul pulsatoriu şi în care caz apare o creştere exagerată a presiunii ce poate cauza distrugerea conductei. Se observă că, cu cît numărul de pistonaşe este mai mare, cu atît mai mică este pulsaţia debitului (creşte continuitatea debitării). Pulsaţia debitului este mai mică la un număr impar de cilindri decît la un număr par. Ea este cu atît mai mare deci, cu cît turaţia pompei este mai mare.

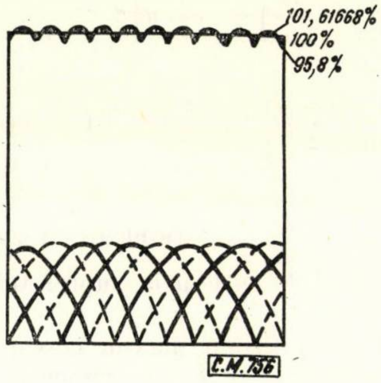


Fig. 11

În tabela 1 se dau rezultatele calculelor privind pulsaţia debitului unor pompe şi compararea lor cu cele indicate în alte lucrări [1], [8], [9].

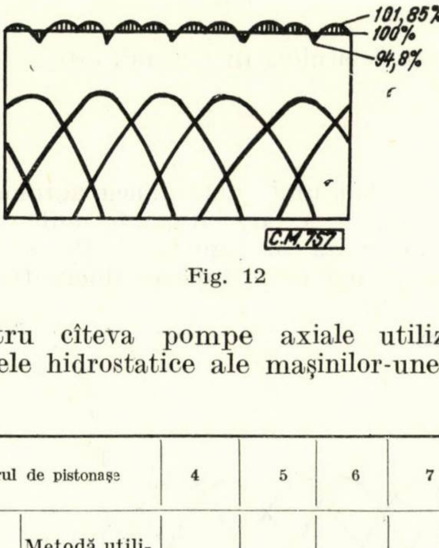


Fig. 12

Pentru cîteva pompe axiale utilizate în sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte, valorile absolute ale corecţiei debitului $\Delta Q_{m\,max}$ obţinute prin utilizarea formulei aproximative sînt date în tabela 2.

Tabela 1

Numărul de pistonaşe		4	5	6	7	10
Pulsaţia debitului δ, %	Metodă utilizată de autori	32,185	5,050	14,197	2,470	4,977
	[1]	45,600	7,000	22,300	4,000	5,600
	[8]	—	5,000	14,000	2,500	5,000
	[9]	32,500	5,000	14,000	2,500	4,950

Tabela 2

	Exemplul 1	Exemplul 2	Exemplul 3
Diametrul pistonaşului d, mm	12	27	45
Numărul de pistonaşe n	7	9	9
Diametrul divizor al blocului D_b, mm	48	102	162
Raportul turaţiilor n_{max}/n_{min}	330/70	1 800/50	1 000/20
Produsul $F \cdot R_s \cdot \omega$, l/min	56,4	331	812
$Q_{n\,aprox\cdot\,max}$, l/min	72,3	545	1 330
$\Delta Q_{n\,max}$, cm³/min	98,7	754	1 830

Cunoaşterea variaţiei exacte a debitului pompelor cu pistonaşe axiale permite şi calculul volumului excedentar de lichid, care dimensionează camera hidropneumatică (acumulatorul hidropneumatic) a pompei, în ipoteza obţinerii unui debit aproape constant (în limitele gradului de iregularitate al presiunii în acumulator, de ordinul a cîtorva procente), egal cu debitul mediu al pompei Q_m.

Volumul excedentar de lichid este :

$$W = \Sigma \int_{t(\varphi_1)}^{t(\varphi_2)} (Q_n - Q_m)\, dt =$$

$$= F.R_s.\Sigma \int_{\varphi_{ai}}^{\varphi_{bi}} (q_n - q_m)\, d\varphi, \qquad (22)$$

unde q_n are expresia (18) sau (19), iar unghiurile φ_{ai} şi φ_{bi} reprezintă limitele necunoscute ale integralelor şi se găsesc la intersecţia curbei $Q(\varphi)$ cu dreapta $Q_m = \text{const.}$, corespunzător fiecărei pompe. Ele se pot determina prin metoda grafonumerică, utilizînd reprezentarea grafică a debitului pe o diagramă la scară mare şi determinînd grafic intersecţiile curbei $Q(\varphi)$ cu dreapta Q_m. Determinarea valorilor φ_{ai} şi φ_{bi} se poate face prin anularea integrantului, observînd că, pentru aceste valori ale argumentului, volumul excedentar de lichid are valoare maximă, respectiv minimă.

Valorile φ_{ai} şi φ_{bi} verifică ecuaţia de gradul trei :

$$\frac{\partial W}{\partial L} = q_n - q_m = 0. \qquad (23)$$

În concluzie cunoaşterea cinematicii pompei cu pistonaşe axiale şi disc de antrenare înclinat, calculul exact al variaţiei debitului şi al volumului maxim excedentar ce dimensionează un eventual acumulator hidropneumatic, pun în evidenţă, în cadrul studiului întreprins în lucrare, importanţa ce trebuie acordată caracterului de bielă al mişcării tijelor pistonaşelor şi lungimii lor finite la proiectarea acestor maşini hidraulice. Considerarea expresiei exacte a deplasării pistonașului conduce la creșterea maximului vitezei pistonașului, la nesimetria curbei de variație a debitului cu unghiul de antrenare, la creșterea valorii debitului nominal al pompei, la creșterea maximului accelerației (cu consecințe asupra dinamicii acestor mașini), toate aceste fenomene avînd o influență ce crește cu numărul de pistonașe și cu turația de antrenare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Țurcanu, C., Ganea, N.* Pompe volumice. București, Ed. tehnică, 1963, p. 130 — 138.

[2] *Nan, I.* și *Susan, R.* Transmisia hidrostatică. În : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 8, 1961.

[3] *Gorodețki, K. I.* Nekotorîe voprosî cinematiki axialnoporșnevîh nasonov. În : Traktorî i selhozmașinî, mai 1953.

[4] *Klaus, R.* Gerauschuntersuchungen an Radialkolbenmaschinen. În : Maschinenbautechnik, nr. 7.

[5] *Nan, I.* Neuniformitatea rotației blocului de cilindri la pompele cu pistoane axiale în cazul antrenării prin biele. În : Construcția de Mașini, nr. 5, 1964.

[6] *Cazacu, M. D.* și *Dumitru, D.* Influența lungimii finite a bielei asupra debitului pompelor cu piston. În : Buletinul Institutului politehnic București XXV, fasc. 2, martie-aprilie 1963.

[7] *Andreian, C.* și *Cazacu, M. D.* Metode numerice de rezolvare a ecuațiilor de gradul trei. Lucrările colocviului de analiză numerică. Cluj, decembrie 1960.

[8] *Dieter, W.* Les éléments des systèmes hydrauliques. Paris, Dunod, 1965, p. 132.

[9] *Botez, E.* Acționarea hidraulică a mașinilor-unelte. București, Ed. tehnică, 1965, p. 118.

CZ 631.332.8 : 635.21

Asupra cinematicii mecanismelor de plantare a cartofilor

Chiriac VASILIU

Plantarea cartofilor la noi în țară se face în cuiburi, pe rînd, distanța între rînduri fiind de 60 — 70 cm, iar între cuiburi de 20 — 45 cm, în funcție de condițiile de sol și umiditate. Adîncimea de plantare în solurile ușoare este de 10 — 14 cm, iar în solurile grele de 7 — 8 cm.

Tehnologia de plantare a cartofilor cuprinde următoarele operații : deschiderea unei brazde pe fiecare rînd de plantare, așezarea cîte unui tubercul pe rînd la distanțe egale, acoperirea parțială cu pămînt a tuberculului, introducerea îngrășămintelor, acoperirea totală și, eventual, mușuroirea rîndului de cartofi.

La plantarea mecanizată [1] se impun următoarele condiții agrotehnice principale : operațiile de plantare să fie efectuate printr-o singură trecere a mașinii ; distribuția să fie uniformă, la aceeași adîncime și în rînduri drepte ; abaterea maximă de la distanța dintre cuiburi să nu depășească 20 % ; numărul golurilor să nu depășească 1,5 % pentru tuberculele sortate și 3 % pentru cele nesortate ; vătămări admise : 1 % cu majoritatea ochiurilor distruse, 3 % cu 50 % din ochiuri distruse și 8 % loviți sau cu coaja parțială zdrobită ; stratul de sol de pe fundul brazdei să fie afînat.

Mecanisme de plantat. Mecanismele de plantat reprezintă organele de lucru ale mașinilor de plantat cartofi, de modul lor de funcționare depinzînd corecta așezare a tuberculelor în sol.

Mecanismele pot fi semiautomate, la care introducerea tuberculului în celula de transport și plantare se face manual, sau automate.

Mecanismul semiautomat cu cupe (al mașinii de plantat „Packman") constă dintr-un număr de cupe cu secțiune pătrată în care se așază manual tuberculele (la mașina Packman sînt 15 cupe). Cupele 1 sînt dispuse în plan vertical (fig. 1) pe o circumferință cu diametrul de 800 mm și sînt fixate rigid pe rigletele *3* în formă de U, așezate radial și articulate la discul *4* montat pe ax. Roata de transmisie *2* are axul deplasat în sus față de cel al discului *4* și este acționată de roata motoare printr-o curea trapezoidală.

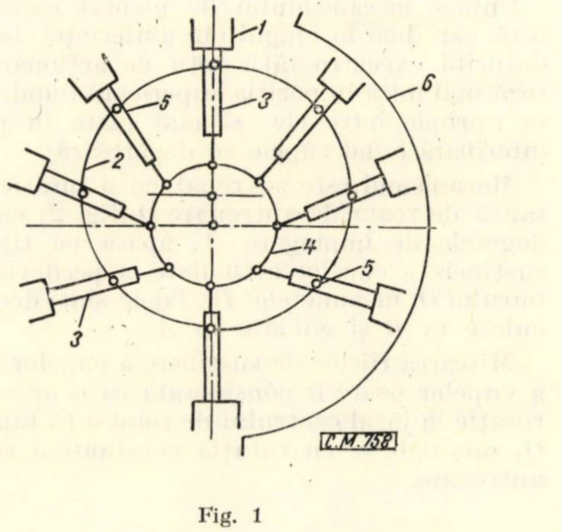


Fig. 1

Mișcarea roții *2* se transmite cupelor de către degetele *5*, care sînt fixate cu un capăt pe circumferința roții de transmisie, iar cu al doilea intră în șănțulețele rigletelor *3*. În jurul cupelor, pe partea de lucru, se află îngrădirea *6*.

Datorită faptului că centrul roții de acționare este deplasat față de centrul discului, în timpul rotirii, cupele se apropie la maximum între ele în poziția de sus, cînd se introduc cartofii și se îndepărtează la maximum în poziția de jos, cînd se lasă cartofii să cadă în brazda deschisă. Înălțimea de cădere este de 80 mm, iar tuberculele nu trec prin tuburi sau jgheaburi de ghidaj.

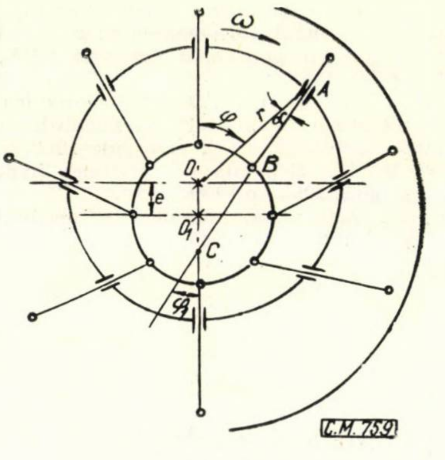


Fig. 2

Uniformitate de distribuție bună se obține la deplasarea mașinii cu o viteză de 0,3 m/s.

Cupele mecanismului de plantat capătă viteză variabilă în lungul circumferinței descrise, datorită excentricității roții de acționare ; viteză mai mică în poziția superioară (cînd cupele se apropie între ele) și mai mare în poziția inferioară (cînd cupele se depărtează).

Mecanismul este antrenat cu o turație constantă de roata de antrenare *O* (fig. 2) care, cu degetele de împingere *A*, apasă pe tijele de susținere a cupelor articulate la periferia tamburului O_1 în punctele *B*. Tijele sînt deci articulate în *B* și ghidate în *A*.

Mișcarea tijelor de susținere a cupelor și deci a cupelor poate fi considerată ca o mișcare de rotație în jurul centrului de rotație *C*, tamburul O_1 mișcîndu-se cu turația constantă a roții de antrenare.

Viteza unghiulară a cupelor este dată de relația.

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}. \tag{1}$$

Din triunghiul *COA* rezultă :

$$\frac{r}{\sin\varphi_1} = \frac{2e}{\sin\alpha} = \frac{2e}{\sin(\varphi - \varphi_1)}, \tag{2}$$

de unde :

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{r\cdot\sin\varphi}{2e + r\cdot\cos\varphi} = \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi + \lambda}, \tag{3}$$

în care :

$$\lambda = \frac{2e}{r}.$$

Relația care determină unghiul de rotație φ_1, devine :

$$\varphi_1 = \operatorname{arc\,tg}\frac{\sin\varphi}{\cos\varphi + \lambda}, \tag{4}$$

în care :

$$\varphi = \omega\cdot t.$$

Viteza unghiulară va fi deci dată de relația :

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d}{dt}\operatorname{arc\,tg}\frac{\sin\omega t}{\cos\omega t + \lambda}, \tag{5}$$

care rezolvată se prezintă :

$$\omega_1 = \omega\,\frac{1 + \lambda\cos\omega t}{1 + 2\lambda\cos\omega t + \lambda^2}. \tag{6}$$

Pentru compararea celor două mișcări de rotație se face raportul :

$$\frac{\omega}{\omega_1} = \frac{1 + 2\lambda\cos\varphi + \lambda^2}{1 + \lambda\cos\varphi} = 1 + \frac{\lambda(\cos\varphi + \lambda)}{1 + \lambda\cos\varphi} \tag{7}$$

și se analizează cîteva poziții ale degetelor de împingere (tabela 1).

Tabela 1

Mărimea	φ					
	0	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{2}$	$\text{arc cos}\cdot\left(-\frac{2e}{r}\right)$	$\frac{3\pi}{4}$	π
$\frac{\omega}{\omega_1}$	$1 + \lambda$	$1 + \lambda\cdot\frac{1 + \lambda\sqrt{2}}{\sqrt{2} + \lambda}$	$1 + \lambda^2$	1	$1 - \lambda\,\frac{1 - \lambda\sqrt{2}}{\sqrt{2} - \lambda}$	$1 - \lambda$
Concluzii	$\omega_1 < \omega$	$\omega_1 < \omega$	$\omega_1 < \omega$	$\omega_1 = \omega$	$\omega_1 > \omega$	$\omega_1 > \omega$

Se remarcă creșterea vitezei unghiulare în partea inferioară a mecanismului de plantare și deci îndepărtarea cupelor între ele.

Neajunsul acestei construcții constă în faptul că alimentarea cupelor se face manual.

Cele mai răspîndite mecanisme automate de plantat sînt : mecanismele cu lingurițe, mecanismele care lucrează prin înțepare și mecanismele cu elevator.

Mecanismul de plantat cu linguriţe (fig.3) se compune dintr-un disc *1* fixat rigid pe osia roţilor de transport (cu diametrul de 375 mm). La periferia discului sînt fixate prin șuruburi dispozitivele *2* de prindere a tuberculelor (*9—12* dispozitive de prindere).

Dispozitivul de prindere [3], [4] se compune dintr-o placă *3*, pe care se fixează rigid linguriţa *4*. Pe aceeași placă se găsește fixat articulat degetul de prindere *6*, susţinut în două urechi *7*. Un braț *8* al degetului *6* servește pentru menținerea tuberculului în linguriță, după scoaterea lui din masa de cartofi aflaţi în jgheabul de alimentare, iar celălalt braț *9*, care se deplasează pe jgheabul *10*, comandă fixarea tuberculelor în linguriță și eliberarea acestora în brazda deschisă de brăzdar.

Funcționarea dispozitivului de prindere este următoarea : înainte ca lingurița să pătrundă în masa de cartofi din jgheabul de alimentare, brațul *8* al degetului este retras în spatele linguriței *4*, brațul deplasîndu-se pe ghidaj. După ce tuberculul a fost luat de linguriță, brațul *9* părăsește ghidajul *10*, degetul *6* se rotește sub acțiunea arcului *11* și brațul *8* pătrunde în tăietura linguriței *4* și prinde tuberculul. Forța de apăsare a arcului *11* este calculată în așa fel ca să nu strivească tuberculul, dar să fie suficientă pentru a-l menține în linguriță.

Prin rotirea în continuare a discului, brațul *9* al degetului întîlnește cealaltă extremitate a ghidajului *10*, brațul *8* este retras și astfel tuberculul eliberat cade în brazda formată de brăzdar.

Construcția organelor de prindere (apucare) a cartofilor depinde de forma cartofilor (lungă sau rotundă).

În funcție de diametrul mediu al cartofilor [2] :

$$d = 2\,r = 2\,\sqrt[3]{a \cdot b \cdot c}, \qquad (8)$$

se determină coeficientul de formă cu relația :

$$f = \frac{(a - r) + (b - r) + (c - r)}{3\,r}, \qquad (9)$$

în care *a*, *b*, *c* sînt semiaxele tuberculului asimilat cu un elipsoid.

Cartofii cu $f \leqslant 0{,}20$ sînt rotunzi, iar cu $f > 20$ sînt lungi. Pentru plantarea mecanizată se folosesc cartofi cu $f < 0{,}20$ și cu greutatea de 50—70 gf.

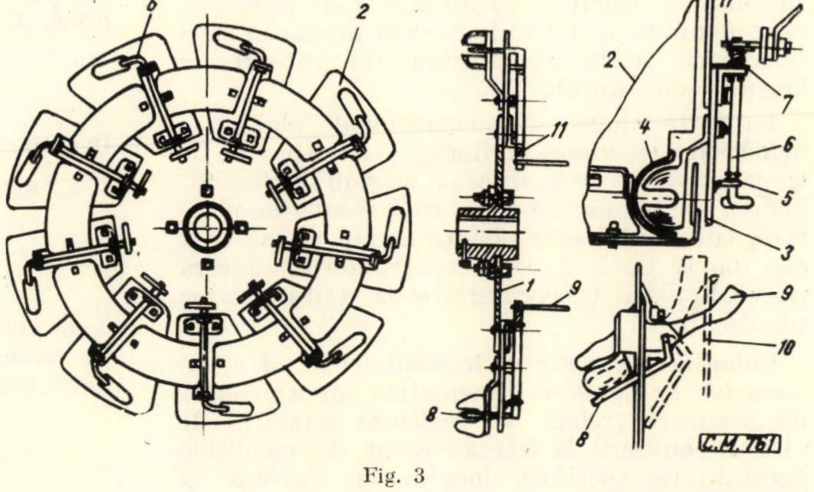


Fig. 3

Cu ajutorul acestui mecanism se pot planta corect atît tuberculele sortate, cît și cele nesortate, deoarece în linguriță se poate reține numai un singur tubercul chiar dacă au fost luați doi sau trei.

Mecanismul de plantare prin înțepare (fig. 4) constă dintr-o tobă *1*, pe periferia căreia se află un număr de 8—16 dispozitive *2* de prindere prin înțepare.

Trecînd prin masa de cartofi din jgheabul de alimentare *3*, dispozitivul înțeapă și reține un tubercul, pe care îl eliberează deasupra tubului de ghidaj *4*, de unde acesta cade în brazda deschisă.

Dispozitivul de prindere este format din două brațe articulate între ele. Brațul superior are două ace de înțepare, iar brațul inferior are o rolă care, fiind acționată de un profil de camă în zona de desprindere, se rotește în articulație și eliberează tuberculul (prin îndepărtarea celor două brațe care revin în poziția inițială cu ajutorul unui arc de readucere).

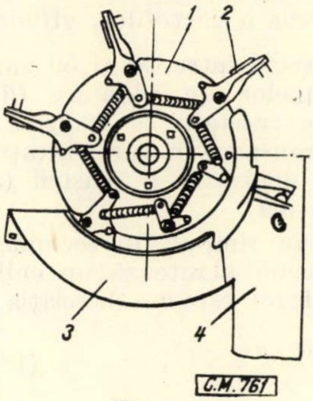


Fig. 4

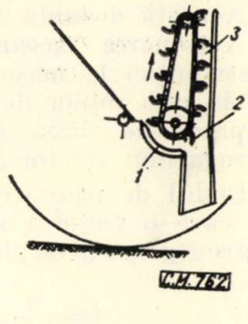


Fig. 5

Mecanismul de plantat cu elevator (fig. 5) poate fi cu alimentare manuală sau cu alimentare automată.

Tuberculele sînt preluate din camera de alimentare *1* (care are legătură cu buncărul) de un elevator *2* cu palete sau cu degete de apucare (în formă de linguriţe). Pe partea descendentă a elevatorului, tuberculele sînt reţinute de palete şi de un perete de ghidaj *3*, ele putînd cădea libere în brazdă numai în zona inferioară a transportorului (la întoarcerea lanţului elevatorului).

La toate tipurile de mecanisme de plantat se urmăreşte ca viteza periferică a acestora să fie egală cu viteza de înaintare a maşinii de plantat, pentru ca, în momentul părăsirii celulei de plantare, tuberculul să aibă faţă de sol viteză nulă sau foarte mică. Aceasta contribuie la căderea pe verticală a tuberculului şi la uniformitatea plantării.

Calculul cinematic al transmisiei şi al mecanismelor de plantare. Cinematica mecanismelor de plantare trebuie să realizeze numărul de plante (cuiburi) la hectar cerut de condiţiile agrotehnice specifice locului de cultură şi soiului cultivat.

Distanţa a dintre tubercule pe rînd sau pasul de plantare (în centimetri) se determină — în funcţie de numărul de plante la hectar — cu relaţia :

$$a = \frac{10^8}{b \cdot N}, \tag{10}$$

sau, în funcţie de norma de plantare a cartofilor, cu relaţia :

$$a = \frac{10^5 \cdot g}{Q \cdot b}, \tag{11}$$

în care :

b este distanţa dintre rînduri, cm ;
N — numărul de cuiburi la hectar ;
Q — norma de plantare, kgf/ha ;
g — greutatea medie a cartofilor, gf/buc.

Această distanţă variază între 20 şi 50 cm.

Acţionarea mecanismelor de plantare (de distribuţie) la maşinile tractate se realizează de la osia roţilor de transport, a cărei turaţie depinde de viteza de deplasare a maşinii (a agregatului tractor-maşină).

Ciclul de plantare sau timpul (în secunde) în care o secţie a maşinii plantează un cuib (parcurge pasul de plantare), este dat de relaţia :

$$t = \frac{a}{V_m} = \frac{60 \cdot a\,(1 - p)}{\pi \cdot D_r\, n_r}, \tag{12}$$

în care :

a este pasul de plantare ;
V_m — viteza de deplasare a maşinii (1—1,25 m/s) ;
D_r — diametrul roţii de transport (0,735—1,2 m) ;
n_r — turaţia roţii de transport, rot/min ;
p — coeficientul de alunecare al roţilor (0,07—0,15).

În acest timp, mecanismul de plantare se roteşte cu un unghi egal cu unghiul dintre două dispozitive consecutive, deci :

$$t = \frac{\varphi}{\omega} = \frac{2 \cdot \pi}{z \cdot \omega} = \frac{60}{z \cdot n_d}, \tag{13}$$

în care :

z este numărul de dispozitive de prindere de pe discul (tamburul) de plantare ;
n_d — turaţia discului de plantare (distribuitorului).

Raportul de transmitere dintre osia roţii de transport şi axul discului de plantare se determină din egalarea relaţiilor (12) cu (13) :

$$i = \frac{n_d}{n_r} = \frac{\pi \cdot D_r}{a \cdot z\,(1 - p)}. \tag{14}$$

Pentru a se obţine o împrăştiere minimă (o constanţă ridicată) a cuiburilor de cartofi este bine ca viteza liniară a discului de plantare să fie egală cu viteza de translaţie a maşinii (viteza de aruncare a tuberculului să fie nulă, căderea acestuia fiind guvernată numai de gravitate) :

$$V_m = V_d, \tag{15}$$

sau :

$$\frac{D_r \cdot n_r}{1 - p} = d_d \cdot n_d. \tag{16}$$

Din această condiţie funcţională se deduce raportul de transmitere optim :

$$i_0 = \frac{n_d}{n_r} = \frac{D_r}{d_d\,(1 - p)}, \tag{17}$$

în care d_d este diametrul discului de plantare.

În această situaţie viteza de cădere pe sol a tuberculelor va fi :

$$V_t = \sqrt{2\,g\,h}, \tag{18}$$

h fiind înălţimea de cădere a tuberculului.

Din egalitatea relaţiilor (14) cu (17) rezultă condiţia constructivă pentru obţinerea unei viteze de aruncare a tuberculului nulă (faţă de sol) :

$$a \cdot z = \pi \cdot d_d. \tag{19}$$

Deoarece diametrul discului de plantare (diametrul dispozitivelor de prindere) şi numărul dispozitivelor de plantare este constant, rezultă că raportul de transmitere optim se poate realiza numai pentru una din distanţele dintre cuiburi ;

$$a_0 = \frac{\pi \cdot d_d}{z}. \tag{20}$$

Se urmăreşte ca această distanţă să fie mediana pasurilor de plantare.

Acţionarea mecanismelor la maşinile de plantat purtate se face de priza de putere a tractorului.

Dacă priza este sincronă, turaţia la arborele prizei este proporţională cu viteza de înaintare a tractorului (a agregatului tractor-maşină de plantat), deci se poate realiza condiţia ca viteza periferică a discului de plantare să fie egală cu cea de înaintare a tractorului.

Turaţia prizei de putere este deci :

$$n_p = K \cdot V_t, \tag{21}$$

în care :

V_t este viteza de înaintare a tractorului (1,2–1,6 m/s) ;

K — raport de transformare, calculabil.

Turaţia discului de plantare este dată de relaţia :

$$n_d = \frac{60\, V_d}{\pi \cdot d_d}, \tag{22}$$

în care V_d este viteza periferică a discului care trebuie să fie egală cu viteza de translaţie ($V_d = V_t$).

Raportul de transmitere între priza de putere şi axul discului de plantare, va fi deci :

$$i = \frac{n_d}{n_p} = \frac{60}{\pi \cdot K \cdot d_d}. \tag{23}$$

Numărul de dispozitive de prindere va fi dat de relaţia :

$$n = \frac{2\pi}{\varphi} = \frac{2\pi}{\omega \cdot t}, \tag{24}$$

în care, dacă se înlocuiesc $t = \frac{a}{V_t}$ şi $\omega = \frac{\pi \cdot n_d}{30}$, se obţine :

$$z = \frac{60 \cdot V_t}{a \cdot n_d}, \tag{25}$$

de unde, înlocuind $V_t = \frac{n_p}{K}$ şi $\frac{n_d}{n_p} = i$, se obţine :

$$z = \frac{60}{a K i}. \tag{26}$$

Se constată că se poate obţine variaţia pasului de plantare numai prin modificarea raportului de transmitere între priza de putere şi axul discului de plantare, menţinîndu-se condiţia optimă de funcţionare ($V_d = V_t$) :

$$a = \frac{60}{z K i} = \frac{A}{i}, \tag{27}$$

în care s-a notat :

$$A = \frac{60}{z \cdot K}.$$

La proiectare, folosirea acestor indicaţii de calcul uşurează determinarea elementelor cinematice şi constructive ale mecanismelor de plantare şi transmisie ale maşinilor de plantat cartofi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vasiliu, C., Bria, N., Velea, M.* şi *Văduva, V.* Mecanizarea lucrărilor în cultura cartofului. Bucureşti, Editura agrosilvică, 1966.

[2] *Schilling, E.* Landmaschinen, B. 3. Köln, 1958.

[3] *Krutikov, N., Smirnov, I., Scerbakov, K.* şi *Popov, I.* Teoria, construcţia şi calculul maşinilor agricole. Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[4] *Vasiliu, C.* Teoria, calculul şi construcţia maşinilor agricole, vol. II. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1963.

CZ 681.322

Aplicații ale programării dinamice

Vasile BORCH

Directivele Comitetului Central al Partidului Comunist Român cu privire la perfecționarea conducerii și planificării economiei naționale au scos în evidență în mod pregnant importanța organizării științifice a producției și a muncii ca un factor esențial, de natură să sporească și mai mult potențialul tehnicii moderne, atît sub aspect cantitativ, cît și calitativ.

În acest scop, pentru a pune la îndemîna specialiștilor din centralele industriale un instrument de calcul destul de comod și eficient, se va prezenta mai jos algoritmul de bază al programării dinamice.

Probleme care se pot rezolva cu acest procedeu de calcul sînt multiple și pot fi alese din toate sectoarele de activitate — aprovizionare, investiții etc.

Programarea dinamică este o metodă de optimizare a sistemelor sau a reprezentării lor matematice în care se operează pe faze sau secvențe. Punctul de plecare al acestei metode este așa-numita „teoremă de optimitate", care poate fi demonstrată în foarte multe cazuri.

Dacă se consideră un sistem care își poate schimba starea în fiecare fază k printr-o decizie, stările posibile în fiecare fază k ($k = 0, 1, 2, \ldots, N$) fiind numerabile, se va numi „politică" o anumită succesiune de decizii de la $k = 0$ la $k = N$, iar „subpolitica", deciziile succesive care fac parte dintr-o politică.

Ca urmare, dacă se ia o funcție de valori referitoare la aceste schimbări de stări și dacă se cere optimizarea acestei funcții, este adevărată următoarea teoremă: „o politică optimă nu poate fi formată decît din subpolitici optime".

Sistemele economice care se pot rezolva cu metodele programării dinamice pot fi clasificate în sisteme discrete și deterministe, cînd variabilele fazei iau valori discrete și nu au caracter aleatoriu sau în sisteme deterministe cu variabile discrete sau continue.

Funcția F a sistemului se consideră întotdeauna ca fiind separabilă pe faze, adică:

$$F(x_0, x_1, \ldots, x_N) = v_1(x_0, x_1) + v_2(x_1, x_2) + \ldots + v_N(x_{N-1}, x_N)$$

care deci, poate fi descompusă, prin ipoteză, într-o sumă de N funcții elementare:

$$vk(x_{k-1}, x_k), \quad k = 1, 2, \ldots, N.$$

Se propune a se găsi maximul (respectiv minimul, după caz) al funcției F, știind că fiecare mărime x_k poate varia într-un domeniu care depinde de x_0 și x_{k+1}, oricare ar fi k, de la 1 la N.

Forma particulară impusă funcției F și natura domeniilor de variație ale variabilelor permit să se utilizeze un sistem de N faze, pentru care $v_k(x_{k-1}, x_k)$, $k = 1, 2, \ldots, N$, ar fi funcția de valoare atașată fiecărei faze, iar F funcția de valoare atașată mulțimii fazelor.

Prin definiție o mulțime de valori particulare de felul:

$$x_j, x_{j+1}, x_{j+2}, \ldots, x_k, \qquad 0 \leqslant j < k \leqslant N,$$

va fi numită o „subpolitică", denumirea de „politică" fiind rezervată unei mulțimi de $N + 1$ valori:

$$x_0, x_1, \ldots, x_{N-1}, x_N.$$

Descompunerea în faze se poate face în unele probleme într-un mod oarecare și atunci sistemul se numește „neordonat", iar dacă sistemul se prezintă în mod natural sub formă secvențială, el se numește „ordonat".

Cu aceste precizări se poate trece la rezolvarea următoarei probleme: se consideră că o centrală industrială are în subordine patru întreprinderi în care, pentru modernizarea lor, trebuie să se investească fondul S. Pentru aceasta au fost întocmite studii tehnico-economice cu mai multe variante pentru fiecare întreprindere și soluțiile optime obținute sînt calculate în tabela 1; s-au ales acele variante care dau beneficiile maxime datorită modernizării întreprinderii respective (mecanizare și automatizare), ținîndu-se seama și de diverse fonduri de investiții.

Tabela 1

Investiții	Profit *A*	Profit *B*	Profit *C*	Profit *D*
0	0	0	0	0
1	0,25	0,20	0,28	0,15
2	0,41	0,33	0,45	0,25
3	0,55	0,42	0,65	0,40
4	0,65	0,48	0,78	0,50
5	0,75	0,53	0,90	0,62

În fața acestei situații, centrala își pune problema : ce „politică" trebuie să adopte pentru a obține un beneficiu maxim, cu alte cuvinte folosirea cît mai eficientă a fondurilor primite.

Pentru aceasta se va aplica teorema de optimitate.

În acest scop se va nota cu x_1, x_2, x_3, x_4 investițiile în zeci de milioane (unități indivizibile) în întreprinderile A, B, C, D, cu $v_1(x_1)$, $v_2(x_2)$, $v_3(x_3)$ și $v_4(x_4)$ beneficiile întreprinderilor, iar cu $F(x_1, x_2, x_3, x_4)$ beneficiul total.

Trebuie să fie îndeplinită condiția :

$$F(x_1, x_2, x_3, x_4) = v_1(x_1) + v_2(x_2) + v_3(x_3) + v_4(x_4), \tag{1}$$

cu restricția :

$$x_1 + x_2 + x_3 + x_4 = 5, \tag{2}$$

știind că aceste patru variante nu pot lua decît valori întregi 0, 1, 2, 3, 4, 5, adică valori discrete și determinate (nu au caracter aleatoriu).

Pentru efectuarea calculelor, se notează :

$$x_1+x_2=u_1, \quad u_1+x_3=u_2, \quad u_2+x_4=S, \tag{3}$$

în care :

$$u_1 \leqslant S, \qquad u_2 \leqslant S,$$

S luînd succesiv valorile 0, 1, 2, 3, 4, 5.

Atunci relația (1) se va putea scrie :

$$F(x_1, u_1, u_2, S) = v_1(x_1) + v_2(u_1-x_1)+v_3(u_2-u_1)+v_4(S-u_4). \tag{4}$$

Aplicînd teorema optimității, se va calcula succesiv :

$$f_{1,2}(u_1) = MAX\,[v_1(x_1) + v_2(u_1-x_1)]\,; \quad x_1 = 0,1,2,\ldots, u_1 \tag{5}$$

$$f_{1,2,3}(u_2) = MAX\,[f_{1,2}(u_1) + v_3(u_2-u_1)]\,; \quad u_1 = 0,1,2.\ldots, u_2 \tag{6}$$

$$f_{1,2,3,4}(S) = MAX\,[f_{1,2,3}(u)_2 + v_4(S-u_2)]\,; \quad u_2 = 0,1,2,\ldots, S, \tag{7}$$

în care :

$f_{1,2}$ este eficiența optimă atunci cînd se investește fondul de S milioane în A și B la un loc ;

$f_{1,2,3}$ — eficiența optimă atunci cînd se investește fondul de S milioane în A, B și C la un loc ;

$f_{1,2,3,4}$ — eficiența optimă atunci cînd se investește fondul de S în A, B, C și D la un loc.

Maximul funcției F va avea valoarea $f_{1,2,3,4}(S)$ cînd $S = 5$. Se trece la calculul numeric și se calculează relația (5) ; în acest scop se va întocmi tabela 2. Coloanele 2 și 3 din această tabelă reproduc partea tabelei 1, care interesează în acest caz. Coloanele 4 și 5 se completează în modul următor :

Tabela 2

x_1, x_2, u_1	$v_1(x_1)$	$v_2(x_2)$	$f_{1,2}(u_1)$	Subpolitici optime pentru A și B
0	0	0	0	(0,0)
1	0,25	0,20	0,25	(1,0)
2	0,41	0,33	0,45	(1,1)
3	0,55	0,42	0,61	(2,1)
4	0,65	0,48	0,75	(3,1)
5	0,75	0,53	0,88	(3,2)

$$f_{1,2}(u_1=0)=[v_1(0)+v_2(0)]=0+0=0\,; \tag{8}$$

$$\begin{aligned} f_{1,2}(u_1=1) &= max\,[v_1(0) + v_2(1)\,; \\ &\quad v_1(1) + v_2(0)] = \\ &= max\,[0+0{,}20\,;\ 0{,}25+0] = 0{,}25\,; \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned} f_{1,2}(u_1=2) &= max\,[v_1(0) + v_2(2)\,; \\ &\quad v_1(1) + v_2(1)\,;\ v_1(2) + v_2(0)] = \\ &= max\,[0+0{,}33\,;\ 0{,}25 + 0{,}20\,; \\ &\quad 0{,}41 + 0] = max\,[0{,}33,\ 0{,}45, \\ &\quad 0{,}41] = 0{,}45\,; \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned} f_{1,2}(u_1=3) &= max\,[v_1(0) + v_2(3)\,; \\ &\quad v_1(1) + v_2(2)\,; \\ &\quad v_1(2) + v_2(1)\,;\ v_1(3) + v_2(0)] = \\ &= max\,[0 + 0{,}42\,;\ 0{,}25 + 0{,}33\,; \\ &\quad 0{,}41 + 0{,}20\,;\ 0{,}55 + 0] = \\ &= max\,[0{,}42\,;\ 0{,}58\,;\ 0{,}61\,; \\ &\quad 0{,}55] = 0{,}61, \end{aligned} \tag{11}$$

și așa mai departe. Se alege de fiecare dată valoarea maximă. Coloana 5 dă subpoliticile optime ; astfel, cînd se dispune de 30 milioane lei de investit în A și B, subpolitica optimă este $x_1 = 2$ și $x_2 = 1$, adică trebuie să se investească 20 milioane în A și 10 milioane în B, ceea ce este notat cu (2, 1) în coloana 5.

În continuare, cu ajutorul formulei (6) și a tabelei 2 se obține tabela 3, iar cu ajutorul formulei (7) și al rezultatelor tabelei 3 se obține tabela 4. Astfel, în cele din urmă se ajunge la politica sau politicile optime pentru oricare din valorile lui S (0, 1, 2, 3, 4 sau 5).

Tabela 3

u_1, x_3	$f_{1,2}$ (u_1)	v_3 (x_3)	$f_{1,2,3}$ (u_2)	Subpolitica optimă pentru *A* și *B*	Subpolitica optimă pentru *A*, *B* și *C*
0	0	0	0	(0,0)	(0, 0, 0)
1	0,25	0,28	0,28	(1,0)	(0,0,1)
2	0,45	0,45	0,53	(1,1)	(1,0,1)
3	0,61	0,65	0,73	(2,1)	(1,1,1)
4	0,75	0,78	0,90	(3,1)	(1,0,3) sau (1,1,2)
5	0,88	0,90	1,10	(3,2)	(1,1,3)

Tabela 4

u_3, x_4	$f_{1,2,3}$ (u_2)	v_4 (x_4)	$f_{1,2,3}$ (S)	Subpolitica optimă pentru *A*, *B*, *C*	Politica optimă
0	0	0	0	(0,0,0)	(0,0,0,0)
1	0,28	0,15	0,28	(0,0,1)	(0,0,1,0)
2	0,53	0,25	0,53	(1,0,1)	(1,0,1,0)
3	0,73	0,40	0,73	(1,1,1)	(1,1,1,0)
4	0,90	0,50	0,90	(1,0,3) sau (1,1,2)	(1,0,3,0) (1,1,2,0)
5	1,10	0,62	1,10	(1,1,3)	(1,1,3,0)

Pentru $S = 5$ se găsesc următoarele valori optime ale variabilelor :

$$x_1^* = 1,\ x_2^* = 1,\ x_3^* = 3,\ x_4^* = 0.$$

În final, repartiția optimă în cele patru întreprinderi este dată în tabela 5, din care rezultă clar politica optimă pentru S (1, 2, 3, 4 sau 5).

Tabela 5

Suma de care se dispune	Investiții în				Profitul optim care se obține
	A	*B*	*C*	*D*	
1	0	0	1	0	0,28
2	1	0	1	0	0,53
3	1	1	1	0	0,73
4	1	1	2	0	0,90
	1	0	3	0	
5	1	1	3	0	1,10

De exemplu, dacă centrala industrială intenționează să investească suma de 40 milioane lei pentru mecanizarea și automatizarea procesului tehnologic (total sau parțial) la cele patru întreprinderi, va alege, conform tabelei 5, următoarele politici optime :

$$\text{soluția nr. 1}\left\{\begin{array}{l}\text{10 milioane în întreprinderea } A,\\ \text{10 milioane în întreprinderea } B,\\ \text{20 milioane în întreprinderea } C,\end{array}\right.$$

cu următorul profit : $0{,}25 + 0{,}20 + 0{,}45 = 0{,}90$

sau

$$\text{soluția nr. 2}\left\{\begin{array}{l}\text{10 milioane în întreprinderea } A,\\ \text{30 milioane în întreprinderea } C,\end{array}\right.$$

profitul fiind $0{,}25 + 0{,}65 = 0{,}90$.

Concluzia care rezultă din aplicația prezentă este că, pentru viitor, centralele industriale vor trebui să întocmească studii tehnico-economice din care să rezulte variantele tehnico-economice optime pentru diverse sume de investit, stabilind de fiecare dată beneficiile maxime ce se pot obține. În caz contrar nu se poate proceda la alegerea unei politici optime pe ansamblul întreprinderilor respective în care se intenționează — ținînd seamă de condițiile obiective de plan — să se facă investiții care să conducă în același timp la creșterea eficienței economice în sectorul respectiv.

Brevete

Brevet nr. 48731 — 02.IX.1967. **Dispozitiv pentru presarea corpurilor abrazive. Ing. Iosif Torkos.**

Invenţia se referă la un dispozitiv cu cuiburi multiple pentru presarea corpurilor abrazive de dimensiuni mici.

Dispozitivul (fig. 1) este format dintr-o placă superioară *1* montată într-un berbec *2* al unei prese hidraulice, nefigurată, prevăzută cu nişte poansoane *3* cu ajutorul cărora se presează amestecul abraziv în nişte canale *a*, practicate într-o placă inferioară *4* dispusă pe o placă de alimentare *5* care se sprijină pe o altă placă *6*. La terminarea operaţiei de presare poansoanele *3* sînt retrase din canalele *a*, iar placa inferioară *4*, care este montată pe un cadru *7* cu nişte şuruburi *8*, este ridicată de pe placa de alimentare *5* cu ajutorul unei tije *9* a unui motor hidraulic *10* montat pe nicovala *11* a presei hidraulice. În felul acesta placa de alimentare *5* poate fi extrasă din dispozitiv, împreună cu corpurile abrazive presate, permiţînd dispozitivului să fie reîncărcat cu o nouă placă.

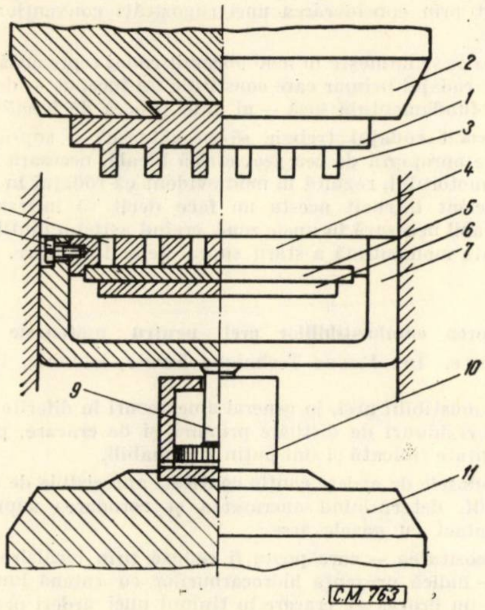


Fig. 1

Dispozitivul, prezintă următoarele avantaje : construcţie simplă şi robustă, permite mecanizarea operaţiei de presare a corpurilor abrazive, productivitate mărită.

Brevet nr.48588 — 07.IX.1967. **Amortizor hidrodinamic pentru pompe cu piston. Ing. Caşin Popescu şi ing. Iulian Mateescu.**

Invenţia se referă la un amortizor hidrodinamic care se montează pe conducta de refulare, în scopul amortizării pulsaţiilor de presiune produse de către pompele cu piston.

Pentru conductele de produse petroliere s-au construit amortizoare de acest tip care folosesc pernă de azot conţinut într-un înveliş elastic în interiorul unui recipient metalic de presiune. Aceste amortizoare prezintă dezavantajul că azotul trebuie aprovizionat şi stocat la locul de utilizare şi reînnoit pe măsura disipării lui.

Amortizorul hidrodinamic considerat înlătură aceste dezavantaje prin aceea că în scopul amortizării pulsaţiilor produse de pompa cu piston se montează într-o derivaţie a conductei de refulare imediat după pompă ; el este format dintr-un robinet-vană de intrare şi un robinet-vană de ieşire montat pe conducta de derivaţie. Un piston în formă de mosor, prevăzut cu un canal axial este plasat în această conductă, sprijinit pe un arc elicoidal cilindric prevăzut cu două limitatoare de cursă pentru piston.

Figura 1 reprezintă o secţiune longitudinală prin conducta de refulare prevăzută cu amortizor, iar figura 2 un detaliu de execuţie a amortizorului.

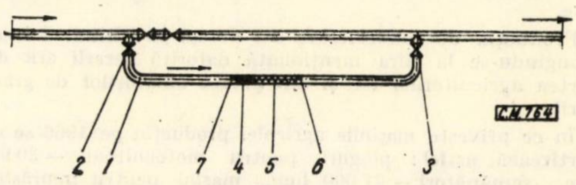


Fig. 1

Amortizorul de pulsaţii potrivit invenţiei este constituit dintr-o conductă de derivaţie *1*, prevăzută la capete cu un robinet-vană de intrare *2* şi un robinet-vană de ieşire *3*. Un piston *4* se montează în conducta *1*, acest piston fiind turnat dintr-un metal uşor şi astfel prelucrat încît să rămînă un joc de cîţiva milimetri faţă de diametrul interior al conductei. Pistonul este prevăzut cu un canal axial în formă de ajutaj convergent-divergent cu o porţiune mijlocie cilindrică *a*.

Lungimea pistonului poate fi de aproximativ două ori mai mare decît diametrul interior al conductei. Suprafaţele *b* ale pistonului în contact cu pereţii conductei sînt cilindrice şi asigură un ghidaj şi o mişcare uşoară datorită filmului de lichid ce se strecoară prin jocul dintre piston şi conductă.

Un arc elicoidal cilindric *5* se montează în conducta *1* cu un capăt sprijinit pe pistonul *4*, iar celălalt capăt fiind sprijinit pe un limitator *6* fixat în conducta *1*. Un al doilea limitator *7* limitează deplasarea pistonului *4* în partea opusă arcului *5*.

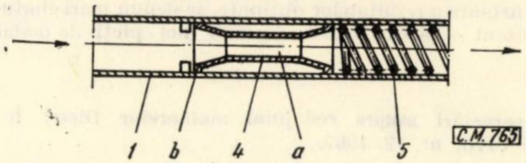


Fig. 2

Datorită montării aparatului pe derivaţia *1* rămîne liberă conducta de refulare prin care trece răzuitorul de parafină în cazul conductelor de ţiţei.

La începerea pompării se deschide complet robinetul-vană *3* şi apoi se deschide treptat robinetul-vană *2* pînă ce se observă la manometru dispariţia pulsaţiilor.

Amortizorul este simplu şi uşor de construit ; se adaptează la orice regim de presiune şi la orice produs de pompat, volatil, inflamabil, corosiv sau cu impurităţi, cald sau rece ; nu are piese de etanşare mobile, ceea ce înlătură întreţinerea şi măreşte siguranţa de funcţionare.

Documentare

Activitatea industriei franceze constructoare de tractoare şi maşini agricole în anul 1966. În : Le tracteur et la machine agricole, nr. 1, 1968.

Construcţia de tractoare şi maşini agricole se plasează în cadrul industriei constructoare de maşini din Franţa imediat după construcţia de automobile în ce priveşte importanţa în cadrul economiei respective.

În anul 1966 sectorul respectiv a realizat un număr de 62 500 buc. tractoare complete, 66 000 buc. motocultoare şi 280 000 tf maşini agricole diferite.

În aceeaşi perioadă de timp a fost vîndut în ţară un număr de 47 500 buc. tractoare (cu 7 % mai mult decît în anul precedent), iar un număr de 22 000 buc. tractoare au fost exportate.

Producţia de motocultoare s-a dublat în ultimii doi ani, ajungîndu-se la cifra menţionată datorită cererii atît din partea agricultorilor cît şi din partea amatorilor de grădinărit.

În ce priveşte maşinile agricole, producţia pe 1966 se repartizează astfel : pluguri pentru motocultoare — 80 000 buc., semănători — 21 000 buc., maşini pentru împrăştiat îngrăşăminte — 16 000 buc., maşini de stropit — 70 000 buc., cositori tractate sau semipurtate — 47 000 buc., prese de paie — 42 000 buc., maşini de recoltat păioase — 5 200 buc., încărcătoare frontale — 8 000 buc.

Trebuie menţionat că industria constructoare de maşini agricole realizează, în afară de gama obişnuită de maşini speciale — de exemplu utilajul folosit pentru viticultură —, şi o întreagă serie de utilaje pentru culturile tropicale, o serie de întreprinderi fiind specializate în construcţia maşinilor speciale de acest fel.

Mai mult de un sfert din producţia de maşini agricole este vîndut în străinătate, exportul de utilaj agricol dublîndu-se în ultimii cinci ani. În ce priveşte ţările importatoare trebuie menţionat că în 1966, 30 % din utilajul agricol oferit la export a fost achiziţionat de R. F. G., 15 % de Italia, apoi Belgia, Ţările de Jos, Algeria, Spania, Anglia, Elveţia, Suedia, Danemarca, Austria şi chiar S. U. A., Canada şi Japonia.

Importul maşinilor agricole franceze în ţări cu tradiţie industrială binecunoscută denotă calitatea maşinilor considerate.

Ca urmare a rezultatelor obţinute, se depun mari eforturi — în prezent — pentru depistarea unor noi pieţi de desfacere.

Noi cercetări asupra rodajului motoarelor Diesel. În : Le Génie Civil, nr. 12, 1967.

În cadrul ultimei sesiuni de comunicări a Asociaţiei tehnice maritime şi aeronautice franceze, a fost prezentată o comunicare (M. Houlgatte) în legătură cu încercările de rodaj realizate asupra motoarelor Diesel în patru timpi Petter AV_1 şi asupra motoarelor Diesel în doi timpi General Motors 71.

Încercările efectuate au adus o substanţială contribuţie la cunoaşterea mecanismului de rodare.

Astfel, parametrii care condiţionează rezultatele finale ale rodajului sînt următorii : timpul (durata rodajului), turaţia arborelui cotit, puterea dezvoltată, viscozitatea lubrifiantului, prezenţa aditivilor speciali, natura materialului suprafeţelor în frecare.

O examinare completă a influenţei tuturor acestor parametri ce acţionează concomitent necesită — natural — experienţe numeroase şi de lungă durată. În consecinţă, încercările au fost limitate la studiul complet al influenţei primilor doi parametri — timpul şi puterea dezvoltată — ţinîndu-se totuşi seamă de categoria uleiului folosit, de influenţa aditivilor şi a materialului suprafeţelor în frecare.

În urma încercărilor, s-a ajuns la concluzia că rodajul — considerat ca punerea unui motor în condiţii optime de funcţionare şi definit ca un proces de eliminare a asperităţilor — cuprinde două faze : o fază de scurtă durată — rodajul primar — şi o a doua fază — rodajul secundar — a cărei durată se extinde la o mare parte din durata totală de funcţionare a motorului cu ardere internă.

În consecinţă, rodajul nu este limitat în timp dar poate fi limitat prin considerarea unei rugozităţi convenţionale necesare.

Ceea ce se numeşte în mod obişnuit rodaj reprezintă de fapt numai rodajul primar care constituie un început — de importanţă fundamentală însă — al unui proces de lungă durată.

Întrucît rodajul trebuie să pregătească o suprafaţă de frecare apropiată de cea geometrică ideală, necesară funcţionării motorului, rezultă în mod evident că rodajul în gol este insuficient întrucît acesta nu face decît să întîrzie uzura inevitabil necesară în unele zone, creînd astfel o inutilă eterogenitate momentană a stării suprafeţelor în frecare.

Utilizarea combustibililor grei pentru motoarele Diesel. G. Aue. În : Revue Technique Sulzer, ianuarie, 1967.

Combustibilii grei, în general amestecuri în diferite proporţii de reziduuri de distilare primară şi de cracare, posedă o viscozitate ridicată şi sînt puţin inflamabili.

Produsele de ardere conţin cantităţi apreciabile de compuşi de sulf, determinînd ancrasarea şi corodarea suprafeţelor în contact cu gazele arse.

Viscozitatea — care poate fi redusă prin încălzire prealabilă — indică prezenţa hidrocarburilor cu catenă lungă care acuză un proces de cracare în timpul unei arderi prelungite. Sulful prezent determină formarea vaporilor de acid sulfuric, puternic corosiv şi care provoacă durificarea depunerilor de carbon în interiorul orificiilor de injecţie, a depunerilor de pe fundul pistonului şi a celor din jurul orificiilor de evacuare. Fragmentele acestor depuneri durificate acţionează ca abraziv, rezultînd o creştere a uzurii.

Combustibilii grei trebuie să fie încălziţi înaintea pompei de injecţie iar conductele de alimentare a injectoarelor să fie izolate termic.

Injectoarele pentru combustibili grei au o construcţie specială, cu un joc sporit între ac şi perete ; jetul de combustibil nu trebuie să vină în contact cu peretele cilindrului sau cu fundul pistonului, în caz contrar formîndu-se imediat depozite de cocs.

În interiorul cămăşii cilindrului, imediat sub chiulasă, se inseră un inel din oţel special, cu un joc redus ; în acest fel se realizează o zonă de temperatură mai ridicată, chiar la sarcini reduse, evitîndu-se depunerile de cocs.

În general, motoarele în doi timpi cu un alezaj de peste 300 mm se pretează folosirii combustibililor grei, în care scop se utilizează un lubrifiant alcalin.

Încercările efectuate pe un motor în doi timpi cu o turaţie de 400 rot/min au precizat posibilitatea funcţionării corecte la plină sarcină ; la sarcini reduse, apar straturi de depuneri datorită contactului jetului de combustibil cu un perete rece.

Combustibilul greu nu este corespunzător pentru motorul în patru timpi cu supape, determinînd apariţia depunerilor pe sediile supapelor şi rezultînd astfel pierderi importante de presiune datorită închiderii imperfecte a acestora.

Cîteva motoare în doi timpi cu un alezaj de 480 mm şi avînd o turaţie de 250 rot/min au putut funcţiona timp de 15 ani fiind alimentate cu combustibil greu (viscozitatea 8 000 Redwood).

Studiul influenței turbosupraalimentării asupra încărcării termice a pistoanelor motoarelor Diesel răcite cu aer. G. A. Mikadze. În : Traktori i selhozmașini, nr. 3, 1968.

Ridicarea performanțelor motoarelor prin turbosupraalimentare este însoțită de mărirea consumului de combustibil pe ciclu și deci a cantității de căldură degajată prin ardere. Ca urmare, dacă se mențin neschimbate condițiile de răcire, are loc o creștere a încărcării termice a organelor aflate în contact cu gazele de ardere.

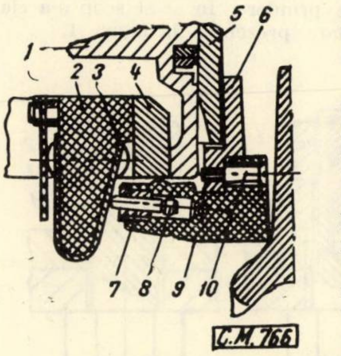


Fig. 1

Studiul influenței turbosupraalimentării la presiune joasă (1,32 kgf/cm^2) asupra încărcării termice a pistoanelor s-a desfășurat pe un motor D 37 E cu patru cilindri, în patru timpi. Motorul încercat reprezintă o variantă a motorului D 37 M răcit cu aer, la care prin turbosupraalimentare s-a obținut o creștere a puterii efective de la 50 la 60 CP, respectiv a presiunii medii efective de la 6,02 la 7,3 kgf/cm ^{2}. Pistoanele acestui motor se toarnă din aliaj de aluminiu și sînt prevăzute cu trei segmenți de comprimare și doi segmenți de ungere.

Pentru determinarea stării termice a pistonului s-a proiectat o instalație electrică cuprinzînd contacte mobile solidarizate cu pistonul și contacte pneumatice imobile (fig. 1). Pe colectorul de textolit *2* sînt dispuse plăcuțele de contact mobil *3* cu ajutorul unor șuruburi solidarizate cu inelul *4*, ce este filetat în partea inferioară a mantalei pistonului *1*. Capetele libere ale termocuplelor cromel-copel, care sînt plasate în diferite puncte ale pistonului, sînt conectate la plăcuțele de contact. Pentru a evita erorile de măsură, termocuplele au fost construite din sîrmă cu diametrul de 0,5 mm, lipitura caldă fiind protejată de o capsulă executată din același material ca și pistonul. Înclinarea plăcuțelor de contact este de 15°.

În partea inferioară a cilindrului *5* este asamblat prin filet inelul de oțel *6*, pe care sînt dispuși suporții de textolit *9*, fixați cu șuruburile *10*. Suporții sînt străbătuți de canale longitudinale și transversale pentru accesul aerului comprimat ce acționează pistoanele plonjoare *8*, montate în bucșele de cromel-copel *7*, constituind contactele imobile. Presiunea de lucru a aerului comprimat este de 3 kgf/cm ^{2}.

Lungimea însemnată a plăcuțelor de contact (10 mm) asigură o durată corespunzătoare de menținere a contactului (aproximativ 60°RAC). La obținerea unei precizii ridicate de măsurare contribuie și folosirea unui transformator cu coeficientul de amplificare 1 : 120 și a unui oscilograf electronic.

Deoarece tensiunile termice din piston sînt proporționale cu diferențele de temperatură care apar în piston, pentru evaluarea influenței turbosupraalimentării asupra încărcării termice s-au comparat temperaturile măsurate în diferite puncte ale pistonului, alese în zonele cele mai caracteristice din punctul de vedere al regimului termic. Astfel, în cazul pistonului au fost plasate două termocuple în vecinătatea muchiei camerei de ardere din piston (termocuplele *3* și *6*) și două termocuple (*7* și *8*) în două puncte aflate pe direcții perpendiculare la marginea pistonului. Alte două termocuple au fost dispuse în camera de ardere din piston : termocupla *4* în centrul acesteia și termocupla *5* în punctul de intersecție cu axa injectorului. Termocuplele *1* și *2* au fost așezate în canalul din spatele primului segment de ungere și, respectiv, deasupra primului segment de comprimare. Încercările s-au desfășurat cu și fără turbosupraalimentare, în condiții identice de răcire (debitul ventilatorului de 2 850 m ^{3}/h la turația arborelui cotit de 1 800 rot/ min).

În figura 2 se arată variația temperaturii în cele opt puncte de măsură și variația unor diferențe caracteristice de temperatură, la funcționarea motorului pe caracteristica de sarcină. Punctele prin care s-au trasat curbele (linie continuă — cu supraalimentare, linie întreruptă — fără supraalimentare) reprezintă nivelul de temperatură Δt față de temperatura mediului ambiant.

La funcționarea fără supraalimentare se constată o creștere a temperaturii în toate punctele de măsură o dată cu sarcina motorului, în punctul cel mai cald *6* creșterea fiind de 1,9 ori la majorarea presiunii medii efective de la 0,7 la 6 kgf/cm ^{2}. Influența turbosupraalimentării asupra cîmpului de temperatură al pistonului este determinată de mai mulți factori, printre care coeficientul de exces de aer și densitatea gazelor. Acțiunea contradictorie a acestor factori face ca încărcarea termică să fie mai mare în cazul supraalimentării pînă la o anumită sarcină și apoi sub nivelul corespunzător funcționării cu admisiune naturală.

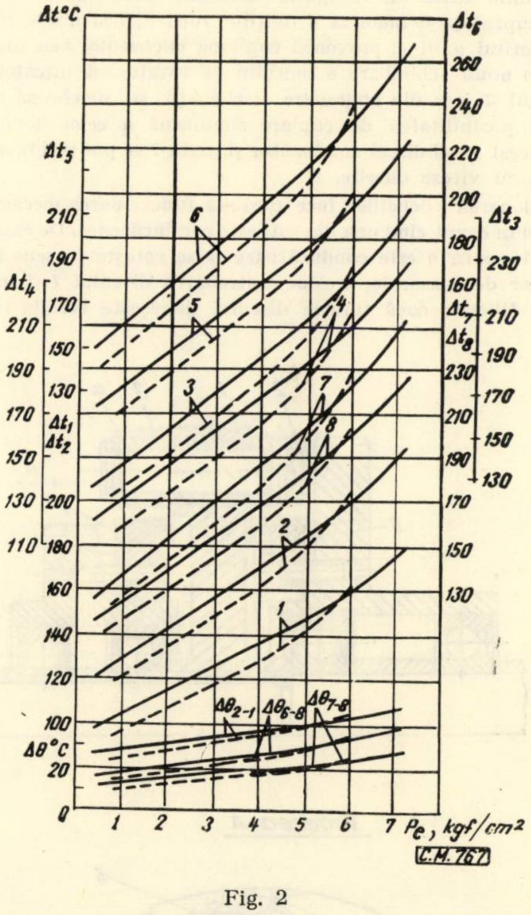


Fig. 2

Pe baza rezultatelor obținute s-a examinat și dependența încărcării termice față de consumul orar de combustibil și de coeficientul de exces de aer.

Mecanism cu clichet cu autoblocare. N. N. Ognev, V. S. Suvorov și N. V. Naumovici. În: Stanki i instrument, nr. 3, 1968.

Mecanismele cu clichet, larg răspîndite în construcția mașinilor-unelte, au unele dezavantaje, cum sînt zgomotul și uzura organelor componente la șocurile aplicate clichetului. În unele cazuri se utilizează mecanisme cu clichet jumelate, destinate pentru transmiterea mișcării de rotație de la un disc conducător la două lanțuri cinematice, unul dintre acestea fiind antrenat la rotirea discului într-un sens, iar cel㠫

lalt, la rotirea discului în sens opus. La aceste mecanisme, dinţii celor două roţi de clichet — antrenată şi liberă — sînt orientaţi în direcţii opuse, fiecare roată putînd fi cuplată cu unul din clicheţii purtaţi de discul conducător.

În figura 1 se arată un astfel de mecanism care asigură ieşirea automată din angrenare a clichetului liber şi deci funcţionarea fără zgomot la diferite viteze relative ale discului şi roţii libere.

Pe axul *4* montat în discul conducător *1* este fixat rigid clichetul *2*. Clichetul *3* este cuplat cu axul *4* prin intermediul arcului plan *5*, care este aşezat într-o canelură radială a axului.

La rotirea discului în sensul acelor de ceasornic (vederea *A*), clichetul *2* transmite mişcarea la roata de clichet *6*, iar clichetul *3* este scos din angrenare, astfel încît între el şi dantura roţii *7* există un joc de 0,2 mm. În momentul cînd se schimbă sensul de rotaţie al discului, clichetul *2* alunecă pe suprafaţa detalonată a dinţilor roţii *6*, iese din angrenare şi, rotind axul *4*, provoacă cuplarea clichetului *3* cu roata *7*. La o nouă schimbare a sensului de rotaţie al discului, clichetul *3* iese din angrenare şi clicheţii se blochează excluzînd posibilitatea de cuplare simultană a celor două roţi. În acest mod discul conducător şi roata *7* se pot roti în acelaşi sens cu viteze diferite.

Blocarea clicheţilor face posibilă funcţionarea mecanismului şi în cazul cînd una din roţi este conducătoare. De exemplu, dacă roata *6* este conducătoare şi se roteşte în sens invers acelor de ceasornic, are loc antrenarea discului *1* şi roata *7* este liberă; dacă turaţia discului depăşeşte turaţia roţii *6*, se decuplează clichetul *2* şi se cuplează clichetul *3*, roata *7* primind mişcarea de la disc.

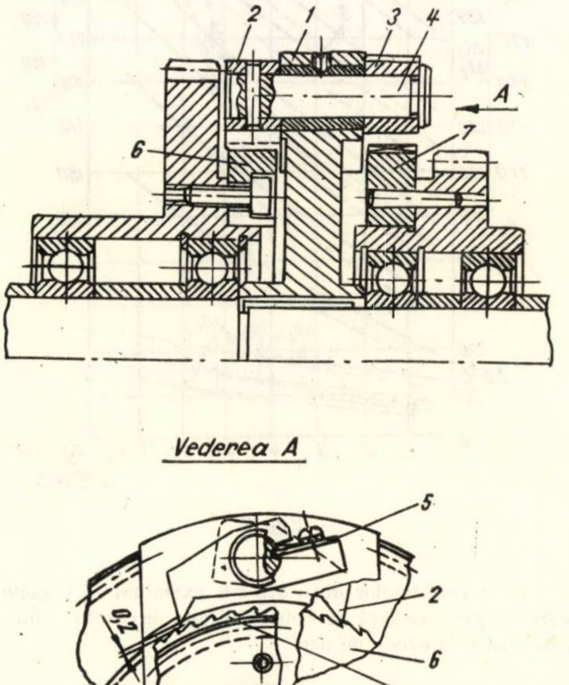


Fig. 1

Mecanismul descris a fost experimentat cu rezultate pozitive la acţionarea avansului unei maşini de rabotat. Rotirea discului în sens invers acelor de ceasornic s-a efectuat cu turaţia de 12 rot/min, momentul la disc fiind de 14.6 kgfm şi puterea la disc, de 0,18 kW; la rotirea discului în sensul acelor de ceasornic s-au înregistrat respectiv valorile de 23 rot/min, 25 kgfm şi 0,59 kW.

O nouă îmbinare cu şurub. N. P. Litvinov. În: Maşinostroitel, nr. 3, 1968.

Una din metodele de combatere a vibraţiilor constă în îmbunătăţirea organelor de prindere. În acest scop s-a elaborat un nou tip de îmbinare, prezentat în figura 1.

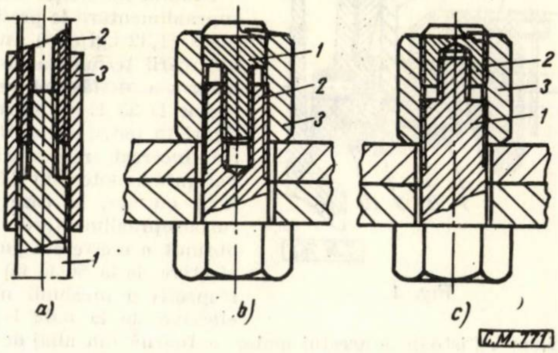


Fig. 1

Şurubul *1* (fig. 1, *a*) este filetat la două diametre, pasul unuia fiind un multiplu al pasului celuilalt. Filetele pot avea acelaşi sens sau sensuri opuse. Filetul de diametru mic corespunde filetului interior al piuliţei *2*, iar cel de diametru mare — filetului exterior al piuliţei şi filetului bucşei *3*. Piuliţa se înşurubează pe şurub pînă cînd filetul său exterior ajunge în prelungirea filetului mare al şurubului, distanţa dintre spirele filetelor piuliţei şi şurubului fiind proporţională cu pasul. În această poziţie se montează bucşa *3*. Blocarea îmbinării se realizează prin rotirea unei piese faţă de celelalte două. La transmiterea momentului de răsucire aplicat piuliţei şi şurubului are loc încastrarea spirelor pe cele trei porţiuni filetate, asigurîndu-se astfel strîngerea îmbinării.

Îmbinarea poate fi utilizată pentru reglarea lungimii şi blocarea diferitelor tije şi articulaţii, pentru transmiterea momentelor de răsucire mari şi pentru aplicarea în îmbinare a sarcinilor variabile de tracţiune — compresiune; în ultimu caz, pasul de reglare a lungimii îmbinării este egal cu pasul filetului mic al şurubului. În plus, îmbinarea poate fi folosită pentru asamblarea cu contraşurub sau contrapiuliţă interioară (fig. 1, *b* şi *c*) a organelor diferitelor maşini şi mecanisme supuse la şocuri şi vibraţii. O astfel de îmbinare permite reglajul continuu al strîngerii.

Bandă din oţel cu acoperire de cupru. J. P. Hynes. În: Dessinateurs et Techniciens, nr. 89, 1967.

O mare varietate de piese, care — mai înainte — erau confecţionate din oţel obişnuit sau din metale neferoase, sînt în prezent fabricate din bandă de oţel acoperită cu cupru care prezintă — în afară de rezistenţa necesară — o serie de alte avantaje interesante.

Astfel, acoperirea din cupru constituie un lubrifiant corespunzător pentru operaţia de ambutisare adîncă. Înlocuindu-se alama cu oţelul acoperit cu cupru la fabricarea unor carcase înalte, s-a putut realiza — într-o întreprindere — o economie de 29 %, întrucît cu o presă cu dublu efect se tăiau discurile necesare şi se realizau carcasele înalte de 190 mm, din patru ambutisări, fără recoacere intermediară.

Apoi, un alt avantaj constă în faptul că acoperirea din cupru împiedică carburarea tablei în contact cu gazele eliberate în timpul tratamentului termic.

În fine, datorită acoperirii din cupru, materialul se poate lipi sau se pot adăuga acoperiri suplimentare.

Grosimea normală a benzii este de 0,1 ÷ 1,5 mm, lăţimea variind între 10 şi 660 mm. Acoperirea din cupru pe cele două feţe prezintă o grosime de 0,0025 mm.

Efectul de lubrifiere al stratului superficial de cupru este util atît pentru mărirea duratei de funcţionare a matriţelor cît şi pentru eliminarea recoacerii intermediare.

Prin folosirea tablei din oţel arămite în locul tablei de oţel obişnuite, în cazul ambutisărilor adînci complicate, se elimină toate dificultăţile, obţinîndu-se şi un timp de lucru mai redus.

Obţinerea unui reglaj precis. S. B. Tuttle În: Machine Design, 16 februarie, 1967.

În cadrul construcţiei instrumentelor, calibrelor şi diferitelor aparate de măsură şi control, este necesar, de cele mai multe ori, un reglaj precis liniar şi unghiular, pentru poziţionarea elementelor mobile.

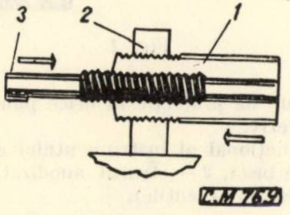


Fig. 1

O mişcare de translaţie precisă se poate realiza cu ajutorul şurubului diferenţial din figura 1. Prin rotirea manşonului *1* al micrometrului care permite o poziţionare foarte precisă — în sens retrograd — acesta se deplasează în interiorul piuliţei fixe *2*. Mandrina *3* care nu se poate roti parcurge o distanţă mai mică în sens opus.

Se realizează astfel o deplasare de 20 pînă la 100 ori mai lentă faţă de deplasarea unui micrometru obişnuit. Deplasarea laterală totală este cuprinsă între 0,25 şi 1,27 mm.

Pentru poziţionarea unghiulară precisă, sistemul cu pîrghie şi ax din figura 2 este simplu şi eficient cînd unghiul de reglare este limitat.

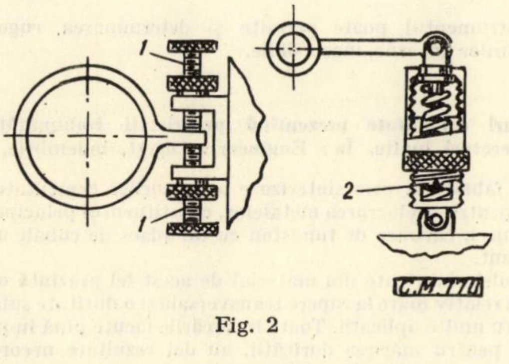


Fig. 2

Pîrghia este reglată cu ajutorul şuruburilor tangenţiale *1* sau cu ajutorul dispozitivului cu şurub cu pas mic *2*, plasat la extremitatea pîrghiei.

Reglarea unghiulară precisă este posibilă numai cînd axul înregistrator este montat pe lagăre de precizie.

Un nou procedeu pentru aplicarea acoperirilor anticorosive de înaltă calitate. In Rivista di Ingegneria nr. 1, 1968.

Noul procedeu (Vulcan „Under — boil") de vopsire prin pulverizare la cald, fără aer, se bazează pe preîncălzirea materialului de acoperire imediat înainte de pulverizare, încălzirea făcîndu-se pînă aproape de punctul de fierbere al solventului cu temperatura de fierbere cea mai coborîtă.

Încercările realizate au precizat că procedeul asigură un maximum de reducere a viscozităţii şi tensiunii superficiale, fără un adaos suplimentar de solvenţi sau substanţe diluante.

Utilizîndu-se astfel o presiune de pulverizare mai redusă decît cea obişnuită, se obţine o acoperire de înaltă calitate şi o distribuţie perfect uniformă a stratului de vopsea. Reducerea presiunii de pulverizare reduce — în acelaşi timp — şi uzura pompei respective.

Instalaţia utilizată permite controlul a trei parametri importanţi: volumul vopselei consumate, presiunea de pulverizare şi îndemînarea operatorului care aplică acoperirea.

Se utilizează un preîncălzitor electric (220 V, 50 Hz, 9 A) de construcţie asigurată împotriva exploziei, cu un debit maxim de 1,5 l/min material încălzit la 110°C.

Constanţa presiunii şi volumului lichidului sînt asigurate cu ajutorul a două dispozitive speciale de control. Orice pierdere de presiune în instalaţie determină deschiderea unui dispozitiv şi închiderea celuilalt, astfel încît presiunea şi volumul lichidului ce ajunge la pulverizator rămîn constante.

Garnitură cu ghidaj. În: Rivista di Meccanica, nr. 421, martie 1968.

Garnitura considerată a fost proiectată şi realizată (Kaco — Heilbronn/Neckar — R.F.G.) pentru a îndeplini trei funcţiuni: etanşare, ghidaj şi suport, raclare.

Se compune dintr-un element de sprijin cu buze de etanşare, dintr-un element special de sprijin şi ghidare şi dintr-un element de raclare, unite între ele prin vulcanizare.

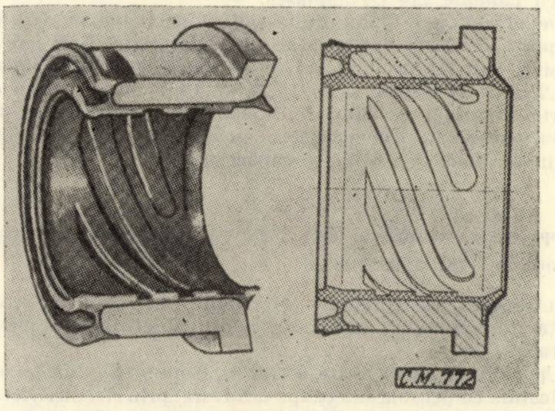


Fig. 1

Elementul special de ghidare porneşte direct de la latura posterioară a buzei de etanşare a garniturii şi este reprezentat prin scobituri practicate pe toată lungimea portantă, răsucite similar unui filet cu mai multe începuturi.

Forma scobiturilor asigură o ungere eficientă şi constantă, conţinînd lubrifiantul necesar.

Garnitura corespunde în mod special condiţiilor de funcţionare în cazul curselor scurte şi frecvenţelor înalte.

Noi norme de siguranţă pentru pneuri auto în S. U. A. In: Rivista de Ingegneria, nr. 1, 1968.

F.H.A. (Administraţia federală pentru şosele) a introdus de la 1 ianuarie 1968 noi norme de siguranţă pentru pneurile auto, obligatorii atît pentru cele fabricate în S.U.A., cît şi pentru cele din import.

Normele fixează nivelul prestaţiilor şi procedeele de încercare pentru pneurile şi roţile de automobil.

Conform noilor norme, pneurile vor trebui să corespundă greutăţii la plină sarcină a autovehiculelor cărora sînt destinate. În eventualitatea desumflării pneului, discul roţii trebuie să asigure reţinerea pneului pe geantă şi oprirea vehiculului în condiţii corespunzătoare la o viteză de 100 km/h.

Pentru autovehiculele noi, pe o tăbliţă specială plasată într-un loc uşor accesibil, uzina constructoare va indica dimensiunile pneurilor recomandate, presiunea necesară pentru plină sarcină, numărul locurilor autorizate şi greutatea totală a vehiculului complet încărcat.

Pneul va trebui înzestrat cu un indicator de uzură vizibil indicînd automat reducerea grosimii respective sub 1,59 mm. Lateral, se va imprima, astfel încît să se asigure permanenţa indicaţiilor, dimensiunile, presiunea maxim admisibilă, sarcina maxim admisibilă şi dovada respectării normelor de siguranţă în vigoare.

În prezent se lucrează la un nou normativ pentru vulcanizarea pneurilor.

Magnet cu cauciuc. In : New Scientist, septembrie 1967.

Magneţii cu cauciuc încep să se fabrice în măsură tot mai mare, iar proprietăţile lor unice vor duce probabil la o creştere rapidă a utilizării lor.

Magneţii metalici obişnuiţi nu pot fi ieftini din cauza costului ridicat al elaborării şi manipulării individuale în cazul magneţilor mici în timpul etapelor prelucrării, tratării termice, rectificării şi magnetizării. Costul prelucrării este mult mai mare decît al aliajului însuşi, iar el nu poate fi redus deoarece nu este practică fabricarea magneţilor dintr-un bloc care să fie decupat.

Magneţii cu cauciuc însă sînt extrudaţi în fîşii magnetizate înainte de a fi decupate în magneţi separaţi. Acest procedeu este adecvat pentru producţia în masă cu costuri reduse de fabricaţie.

Magneţii cu cauciuc se fabrică legînd particulele de ferită cu cauciuc sau termoplaste.

De obicei, materialul finit conţine particule de ferită în proporţie de 80% din greutatea sa. Materialul finit iese din maşină sub forma unui sul cu grosimea de 1 mm, lăţimea 457,2 mm şi lungimea de 15,24 m. Pulberea de ferită este foarte abrazivă, dar sulul finit poate fi decupat foarte uşor.

Sub formă de fîşie magnetul poate fi folosit de exemplu la ţinerea închisă a uşilor şi capacelor.

Acoperire anticorosivă. In : Revue Française des Techniques Mondiales, nr. 159, 1967.

Intreprinderile franceze „Harrison — Schutz" au pus pe piaţă două produse anticorosive pentru protejarea pieselor metalice.

Unul dintre acestea este o vopsea, denumită „Zinc—Cote", aplicabilă cu pensula sau (după dizolvare) prin stropire. Aceasta realizează un fel de galvanizare la rece datorită puternicei sale concentraţii de zinc şi a uscării rapide. Ea poate fi depusă în strat subţire (care se usucă în 3 minute) pentru protecţia pieselor ce se mînuesc sau se stochează. Se pretează la operaţiile de tăiere şi sudare, uşurînd formarea arcului electric.

Celălalt produs, denumit „Rust—Guard", este un ulei special preparat, care se aplică direct prin stropire cu ajutorul unui dispozitiv cu aerosoli. Astfel se realizează o peliculă protectoare moale, care se îndepărtează uşor şi rapid formînd o acoperire temporară împotriva ruginii, deosebit de indicată pentru piesele care se depozitează.

Microscop pentru determinarea grosimii stratului de acoperire în cazul anodizării sau în cazul acoperirilor transparente subţiri. În : Machinery, nr. 5, vol. 72.

În prezent, se consideră că cea mai eficientă metodă de protejare a suprafeţei aluminiului sau aliajelor respective este oxidarea anodică.

Anodizarea — după cum se ştie — constă în formarea electrolitică a unui strat de oxid, realizat pe seama metalului de bază sau adăugat pe acesta.

Cum grosimea stratului anodizat influenţează substanţial rezistenţa la corodare, rezultă că determinarea acestei grosimi reprezintă indicele principal al controlului de calitate.

Microscopul special realizat pentru controlul grosimii stratului protector prezintă cîteva avantaje importante : micşorează timpul de determinare de la 45 min la 1 min, eliminînd necesitatea secţionării piesei ; permite determinarea grosimii stratului de protecţie în orice punct ; realizează un control nedistructiv.

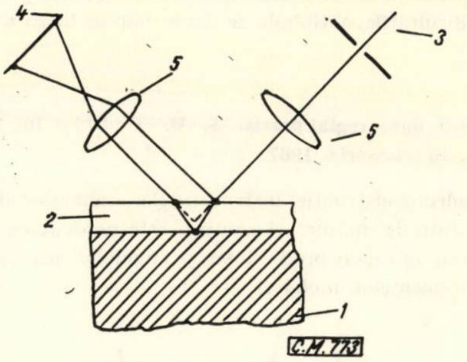


Fig. 1

Principiul funcţional al instrumentului apare în figura 1 (*1* — metalul de bază, *2* — stratul anodizat, *3* — sursă luminoasă, *4* — ocular, *5* — lentile).

Raza de lumină iluminează o fantă îngustă a cărei imagine este proiectată printr-o lentilă pe suprafaţa de examinat, sub forma unei lame subţiri de lumină. O parte din raza luminoasă străbate stratul anodizat şi se reflectă pe suprafaţa metalului de bază ; restul este reflectat de suprafaţa stratului exterior.

Astfel, în ocular apar două imagini şi prin deplasarea unui reticul gradat se poate determina distanţa dintre imagini care indică — însă puţin precis, datorită refracţiei — grosimea stratului de acoperire.

Grosimea exactă este dată de relaţia :

$$e = e'\sqrt{2h^2 - 1}$$

în care :

e este grosimea stratului ;

e' — distanţa între cele două imagini ;

h — indicele de refracţie (pentru stratul anodizat $h = 1{,}59 \ldots 1{,}60$).

Instrumentul poate permite şi determinarea rugozităţii straturilor interne, inaccesibile.

Carburi cementate prezentînd proprietăţi îmbunătăţite la temperaturi înalte. În : Engineer's Digest, noiembrie, 1967.

În fabricaţia prin sinterizare a carburilor cementate utilizate pentru prelucrarea metalelor, constituentul principal este, de obicei, carbura de tungsten cu un adaos de cobalt utilizat ca liant.

Sculele fabricate din material de acest fel prezintă o rezistenţă relativ mare la rupere transversală şi o duritate suficientă pentru multe aplicaţii. Toate încercările făcute pînă în prezent însă, pentru mărirea durităţii, au dat rezultate necorespunzătoare, datorită micşorării concomitente a rezistenţei respective. În plus, ambele proprietăţi sînt influenţate în mod negativ de temperaturile ridicate.

O serie de cercetări de ultim moment au precizat însă posibilitatea ameliorării proprietăţilor materialul considerat prin adăugarea la carbura de tungsten, ca liant, a 3 pînă la

20% dintr-un aliaj de cobalt în loc de cobalt pur. Aliajul realizat de Hitachi Ltd. — Tokio formează obiectul brevetului englez nr. 1085041.

Compuşii principali ai aliajului sînt: 20—70% cobalt şi 4—50% crom, la care se adaugă pînă la 45% nichel sau pînă la 20% tungsten la care se adaugă pînă la 5% molibden sau fier. Aliajul conţine în plus 0,01—5% carbon, iar pentru ameliorarea proprietăţilor de sinterizare, cantităţi reduse de bor, siliciu, zirconiu, titan, niobiu, tantal şi vanadiu.

Utilizarea acestui aliaj ca liant determină formarea unei carburi cementate cu o structură foarte fină, care prezintă, la temperatura mediului ambiant, o rezistenţă la rupere transversală comparabilă cu cea a compoziţiei cu liant din cobalt pur, însă o rezistenţă mult mai mare la temperaturi înalte precum şi o duritate superioară atît la temperatura mediului cît şi la temperaturi ridicate.

În plus, liantul realizat cu aliajul de cobalt considerat determină o substanţială creştere a rezistenţei la oxidare la temperaturi înalte a carburii cementate; în acelaşi timp, creşte şi rezistenţa la acţiunea substanţelor corosive (acid azotic, clorhidric sau acid sulfuric concentrat).

Un nou tip de garnitură frontală. În: Rivista di Meccanica, nr. 419, 1968.

Un nou tip de garnitură frontală Axia, AF a fost realizat de o întreprindere din R.F.G. (Kaco—Neckar), pentru diametre de arbori cuprinse între 20 şi 150 mm.

Noua garnitură (fig. 1) se caracterizează prin legătura continuă între armătură şi inelul de alunecare, realizată printr-un element intermediar din sygumin.

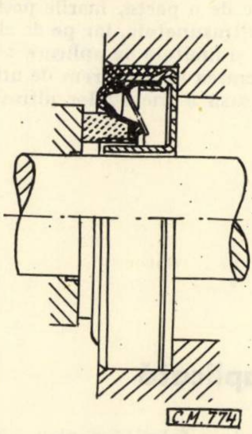


Fig. 1

Elementul elastic realizează — în acelaşi timp — închiderea părţii exterioare a armăturii.

Un capac montat la partea posterioară a armăturii suportă o serie de dinţi de ghidare care sînt introduşi în cavităţile corespunzătoare ale elementului intermediar, prin care se transmite cuplul de la inelul de alunecare la armătură. Un resort lamelar împinge inelul de alunecare pe suprafaţa de etanşat.

Un nou tip de pilă cu combustie. În: Die Technik, ianuarie, 1968.

Doi cercetători finlandezi (prof. Olavi Erämetsä şi ing. Allan Johannson) au construit prototipul unei noi pile de combustie la care se foloseşte drept electrolit praseodimul, iar drept combustibil, amoniacul.

În mod obişnuit, ca în orice pilă de combustie, energia chimică este direct transformată în energie electrică, purtătorul de energie chimică fiind furnizat în mod continuu.

În cadrul experienţelor realizate pînă în prezent cu noua pilă s-a obţinut o tensiune de 0,4 V, randamentul transformării fiind 0,5. După inventatorii pilei, randamentul va putea fi sporit pînă la 0,7, depăşindu-se astfel substanţial randamentul turbogeneratoarelor.

Dat fiind ancombramentul instalaţiei necesare, se pare că noua pilă va fi folosită în special în atelierele mecanice.

Ameliorarea frînării autovehiculelor utilitare. În: Entreprise, martie 1967.

Pentru a îmbunătăţi progresivitatea frînării, scăzîndu-se în acelaşi timp cu circa 30% efortul conducătorului pe pedala frînei respective, întreprinderile Citroen au montat un dispozitiv automat care dozează acţiunea frînelor din spate în funcţie de sarcina transportată.

Diametrul cilindrilor frînelor de pe roţile din spate a fost mărit de la 19 mm la 28,5 mm, iar tamburii acestor roţi au fost utilaţi cu nervuri de răcire.

Maşină de desenat cu comandă-program. În: New Scientist, decembrie 1967.

Întreprinderea japoneză „Hitatsi Company Limited" foloseşte o maşină de desenat cu comandă-program pentru executarea desenelor de automobile, nave şi avioane, la scara 1/1 sau la diferite alte scări.

Datele iniţiale sînt furnizate de un laser care explorează în permanenţă un model de argilă de mărimea piesei respective.

Instalaţia de desenare se compune dintr-un aparat pentru trasarea liniilor curbe prin puncte care primeşte în permanenţă informaţia despre dimensiunile şi profilul modelulu de la laser. Informaţia este înregistrată pe o bandă perforată şi aceste date sînt introduse într-un calculator electronic, care determină valorile diferitelor elemente de construcţie a piesei respective şi înlătură toate erorile modelului.

Rezultatele calculelor se înregistrează pe bandă perforată şi sînt citite de un grafoproiectant care execută desenul piesei deplasîndu-se pe planşeta de desen.

Procedeu de ridicare a navelor scufundate. În: New Scientist, nr. 579, vol. 37.

Firma daneză „Karl Kroier" foloseşte un procedeu simplu şi ieftin de ridicare la suprafaţă a navelor scufundate, pompînd în ele spumă polistirenică. În acest caz nu mai este nevoie de macarale plutitoare, de operaţiuni de sudare subacvatică, de pontoane şi de alt utilaj costisitor.

În afară de aceasta, umplerea vasului cu spumă polistirenică împiedică scufundarea lui în timpul remorcării spre docul de reparaţie.

Instalaţia folosită în acest scop se compune dintr-un generator de abur şi o pompă.

Spuma este destul de compactă pentru transportarea la faţa locului. În prealabil, se face dilatarea bulelor în mediul de abur, iar apoi spuma se pompează în navă de jos în sus eliminînd astfel apa.

Bulele cu diametrul de 10 mm se dilată sub acţiunea aburului de 50 ori şi conţin pentan sau un lichid similar cu punctul de fierbere scăzut.

Calitatea de polistiren şi metoda de tratare cu abur se stabilesc în funcţie de adîncimea la care este scufundată nava. Este important totuşi ca gradul de densitate a bulelor să nu depăşească 5% pentru a evita ruperea corpului navei în timpul ridicării la suprafaţă.

Recenzie

Marie José Pinondel. **Manual practic al controlului cu ultrasunete** (Manuel pratique du contrôleur par ultrasons), Paris, Editions Eyrolles, 1968, 139 pag.

După cum se ştie ultrasunetele au în prezent numeroase aplicaţii în ştiinţă şi tehnică.

Pe de o parte ele pot acţiona direct asupra materiei, fiind capabile de a modifica starea acesteia, de a o dispersa, emulsiona sau coagula, de a obţine efecte chimice, de a accelera anumite procese, cum sînt procesele de difuzie, de eterogenizare etc., cu aplicaţii importante în cele mai variate ramuri ale industriei; aceste acţiuni se datoresc instalaţiilor ultrasonice de puteri relativ mari.

Dar Metodele bazate pe ultrasunete oferă posibilitatea de a efectua acţiuni de măsură şi control atît de utile în industria constructoare de maşini.

În manualul practic al controlorului prin ultrasunete sînt prezentate de către autor, un specialist care a lucrat efectiv ani de-a rîndul în acest domeniu al controlului cu ultrasunete, o serie de rezultate practice de cea mai mare importanţă.

Marele avantaj al lucrării constă în aceea că prezintă elemente practice atît de necesare inginerului şi tehnicianului începător. Cunoscînd cele prezentate în lucrare inginerul şi tehnicianul vor fi în măsură să înlocuiască judicios această metodă nedistructivă de control şi măsurare.

Lucrarea scoate în evidenţă ceea ce este esenţial pentru tehnician şi anume:

— să poată defini tipul de control pe care trebuie să-l adapteze (unde longitudinale sau transversale);

— să ştie să aleagă palpatorii cei mai potriviţi şi să-i etaloneze;

— să ştie cum să realizeze cele mai bune reglaje pentru aparate;

— să acţioneze asupra reglajului aparatelor în scopul de a preciza întinderea şi natura defectelor.

Tabla de materii a lucrării ne arată valoarea practică a lucrării pentru cei ce se ocupă cu ultrasunetele şi în mod special pentru operatorii specializaţi.

1. Ce trebuie cunoscut din teoria ultrasunetelor. Definiţii, generarea ultrasunetelor, legile fizice şi geometrice, diverse tipuri de unde, viteza undelor ultrasonore, influenţa mediului de propagare. Fenomene de reflexie şi refracţie. Repartizarea energiei ultrasonore.
2. Metode de examinare. Metoda transparenţei. Metoda ecoului.
3. Posibilităţile şi limitele controlului prin ultrasunete.
4. Domenii de aplicare. Defecte de elaborare, defecte ce apar în timpul fabricaţiei.
5. Material utilizat în controlul industrial. Aparate de înaltă frecvenţă, diverse palpatoare utilizate, blocuri de etalonare, medii de cuplare.
6. Controlul cu unde longitudinale, grosimi, etalonarea aparatelor, alegerea palpatoarelor, măsurarea grosimilor, localizarea defectelor, controlul automatizat prin transparenţă sau prin ecou. Controlul punctelor de sudură.
7. Controlul prin unde transversale, grosimi, etalonarea aparatului ce foloseşte unde transversale. Controlul pieselor. Exemple, examenul unui arbore, unui tub, şi a unor elemente sudate.

Concluzii. Lucrarea are un pronunţat caracter practic, scoţînd în relief, pe de o parte, marile posibilităţi de cercetare pe care le au ultrasunetele, iar pe de altă parte prezentînd dezavantajele şi limitele de aplicare ale ultrasunetelor.

În acest mod lucrarea este extrem de utilă pentru o folosire cît mai judicioasă a metodelor ultrasonore.

Cronică

A II-a conferinţă de ultraacustică aplicată

Între 11 şi 13 aprilie a.c. Comisia de acustică a Academiei Republicii Socialiste România a organizat cea de-a II-a conferinţă de ultraacustică aplicată.

După cuvîntul de deschidere al acad. *Eugen Bădărău* şi referatul privitor la „Studiul actual al cercetărilor în domeniul ultraacusticii (ing. *M. Grumăzescu*) în care au fost scoase în relief nenumăratele aplicaţii ale ultraacusticii în cele mai variate domenii ale ştiinţei şi tehnicii, s-au prezentat cele 38 de comunicări înscrise în programul conferinţei.

În cele ce urmează se vor prezenta pentru cititorii revistei unele aspecte privitoare la referatele prezentate şi în special acelea care au mai mare contingenţă cu domeniul construcţiei de maşini, lăsînd la o parte pe acele din domeniul fizicii, chimiei şi medicinii.

În lucrarea „Corelaţia între atenuarea energiei ultrasonice, mărimea granulaţiei şi rezilienţă pentru oţelul de bandaje" (*V. Şerban*) sînt expuse cercetările efectuate în cadrul Institutului de căi ferate, în vederea elaborării unui procedeu nedistructiv de selectare a bandajelor de material rulant, prin care se pun în evidenţă corelaţiile dintre mărimea atenuării, punctajul ce caracterizează mărimea granulaţiei şi rezilienţa materialului de bandaje.

Pe baza lucrării „Evaluarea mărimii defectelor în bandajele examinate ultrasonic" se propun îmbunătăţiri unor prescripţii oficiale privitoare la recepţia bandajelor.

Metodica şi aparatura folosită pentru măsurarea atenuării şi vitezei ultrasunetelor în oţeluri încălzite fac obiectul lucrării „Determinarea variaţiei vitezei ultrasunetelor cu temperatura în oţeluri cu conţinut mic de carbon" (*I. Gheghea*).

O serie de comunicări au adus noi contribuţii în problema îmbinărilor şi construcţiilor sudate. Astfel lucrările:

„Propuneri pentru o nouă metodă de determinare a fisurabilităţii în îmbinările sudate în aluminiu prin utilizarea ultrasunetelor" (*S. Şontea*) care se referă la îmbinările sudate ale aliajelor de aluminiu de înaltă rezistenţă de tipul Al-Zn-Mg.

„Elemente noi în controlul ultrasonic al tablelor şi cusăturilor sudate la ţevi cu grosimea peretelui sub 8 mm" (*D. Lucinescu*).

„Asupra sensibilităţii controlului calităţii îmbinărilor sudate din aluminiu cu ajutorul ultrasunetelor şi radiaţiilor (*S. Şontea, G. Slapciu*).

„Problemele standardizării controlului ultrasonic manual al cusăturilor sudate" (*A. Bernath*).

„Un normativ pentru controlul ultrasonic al cusăturilor sudate cap la cap ale tablelor" (*A. Bernath, S. Guţu*) aduc aspecte noi şi utile referitoare la îmbunătăţirea metodelor de control folosite şi a corelării rezultatelor obţinute prin control ultrasonic cu alte metode de control nedistructiv.

Dar ultrasunetele pot fi aplicate cu mare eficacitate şi interes în numeroase alte sectoare ale tehnicii. Autorii

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

I. Scheibert şi *D. Lucinescu* arată în lucrarea ,,Utilizarea controlului cu ultrasunete în montajul centralelor electrice'' unele date privitor la această problemă indicînd aparatajul folosit şi metodologiile preferenţiale. Un colectiv (*P. Marcu, B. Vasilescu, E. Rădulescu, B. Hermann*) examinează în lucrarea ,,Unele aspecte legate de defectoscopia ultrasonică a aliajelor de aluminiu din sistemul Al-Si-Mg'' influenţa mărimii poziţiei şi orientării defectului în raport cu suprafaţa de palpare la calupuri turnate semicontinuu şi la rotoare brute forjate, asupra semnalului de răspuns.

Controlul ultrasonic poate fi efectuat şi asupra pieselor din oţel turnat. O metodă ultrasonică combinată cu aceea a unor radiaţii penetrante s-a prezentat în lucrarea ,,Probleme ridicate de controlul ultrasonic la piese din oţel turnat pentru instalaţiile de forjat (*S. Robiţiu*). Uzinele U.C.M. Reşiţa foloseşte cu rezultate bune controlul ultrasonic şi la corpuri de pistoane fabricate dintr-un aliaj de bază de aluminiu, aflate sub formă de calup cilindric turnat, preforjat sau sub formă de piston brut presat. Rezultatele obţinute au fost comunicate în lucrarea ,,Cu privire la corelaţia dintre oscilogramele obţinute la controlul ultrasonic al aliajului de aluminiu RRS9 şi defectele reale în zonele respective'' (*M. Ponovan*). Dar metodele ultrasonice pot fi folosite şi la materialele nemetalice. În lucrarea ,,Aplicarea defectoscopiei ultrasonice la materialele epoxidice şi ceramice'' (*G. Slapciu* şi *M. Băltănoiu*) autorii au elaborat o metodă de un real folos pentru întreprinderile care fabrică izolatoare, cu ajutorul căreia se poate evita apariţia defectelor. De asemenea prin metodele ultrasonice se determină şi caracteristicile fizice (modulul de elasticitate, densitate) ale materialului izolatoarelor.

Organizarea acestei consfătuiri de către Comisia de acustică a Academiei a dat prilejul să fie discutate de către specialiştii ce lucrează în acest domeniu la noi în ţară, o serie de interesante rezultate obţinute în domeniul ultraacusticii aplicate şi să se realizeze un valoros schimb de experienţă, într-un domeniu în care cercetătorii români ca *Gogu Constantinescu, Neda Marinescu* şi alţii au adus contribuţii apreciate şi peste hotare.

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando nr. 2, Sector 1. Telefon: redactor şef 14.63.86; secretar general de redacţie 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5511.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

MACHINOEXPORT

Maşina
de găurit radială
PR 501

Destinată pentru găurirea, alezarea, filetarea cu tarozi a găurilor sau filetarea pieselor de mărime mijlocie din fontă, oţel sau aliaje de metale neferoase.

Diametrul de găurire admisibil
în oţel . . . . . . 50 mm
în fontă . . . . . 60 mm
Cursa verticală a braţului 800 mm
Cursa orizontală a capului de găurire
în lungul braţului . . . . 1 250 mm
Unghiul de rotire a braţului în jurul
coloanei . . . . 8 ± 180°
Dimensiunile de gabarit ale maşinii:
lungime x lăţime x înălţime . . . . . 1 000 x 2 740 x 2 525 mm
Greutatea maşinii fără accesorii normale 4 350 kgf

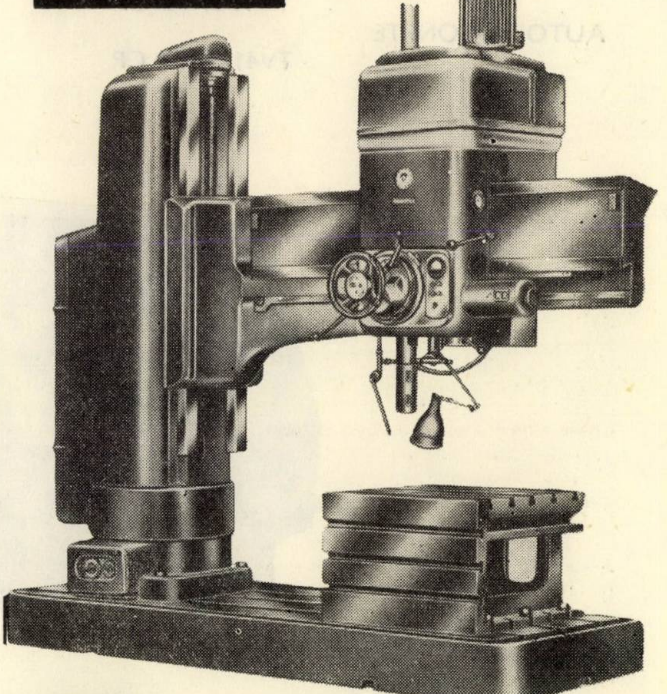
Exportator :

,,MACHINOEXPORT'' S.R.L.—SOFIA

Str. Aksakov 5. Telefon: 88 53 21, Telex: 011 425

Telegrame: Machinoexport — Sofia

PR501



BULGARIE

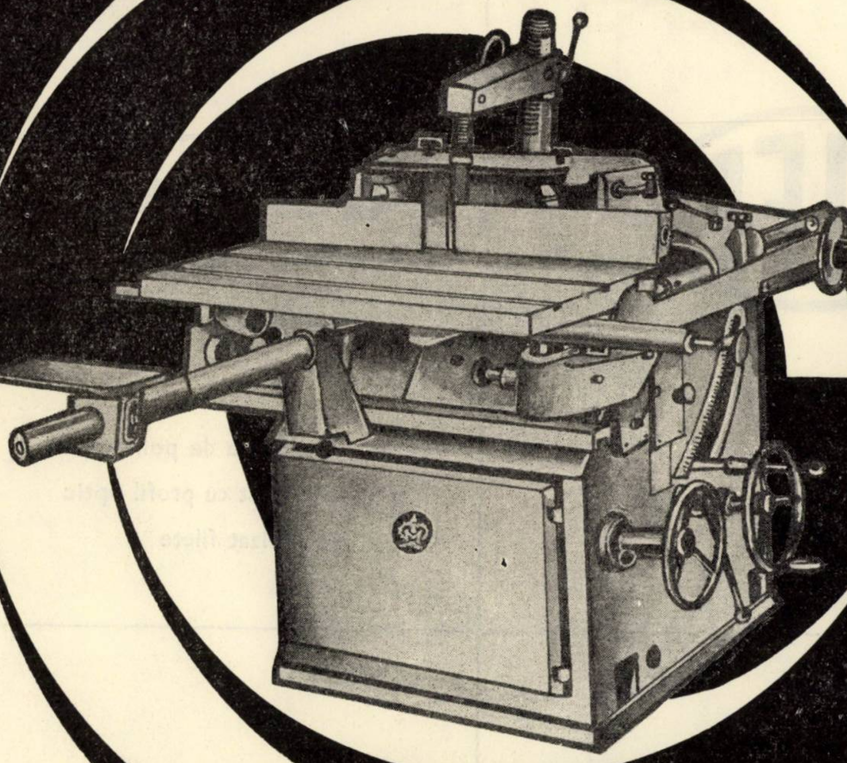
uzina autobuzul bucurești

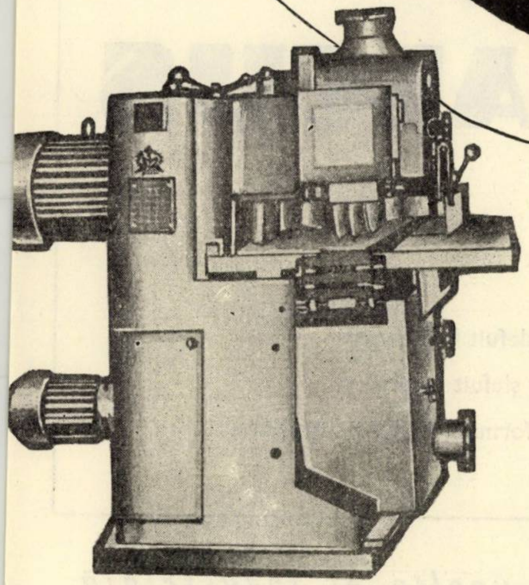
produce:

AUTOBUZE RUTIERE	TV71-R, 140 CP
AUTOBUZE RUTIERE	TV20-R, 140 CP
AUTOBUZE URBANE	TV20-U, 140 CP
TROLEIBUZE	TV20-E, 75 kW
TROLEIBUZE ARTICULATE	TV2-EA, 130 kW
MICROBUZE	TV41-M, 70 CP
AUTOFURGONETE	TV41-F, 70 CP
AUTOSANITARE	TV41-S, 70 CP
AUTOCAMIONETE	TV41-C, 70 CP

UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI

Str. Ostrov nr. 3, Sectorul V • Telefon 23.93.20





produce mașini-unelte pentru prelucrarea lemnului, din care:

- Maşina de rindeluit la grosime, tip M.R.G.-8
- Circular universal manual, tip C.U.M.-3
- Maşina de frezat normală cu ax vertical, tip M.N.F.-10
- Strung pentru lemn, tip SL-20
- Maşina de şlefuit cu 3 cilindri, tip M.S.C.-3
- Presa de încleiat cu curenţi de înaltă frecvenţă, tip P.I.F
- Maşina de îndreptat, tip MI-5
- Maşina de şlefuit cu bandă lată cu contact de sus, tip S.C.S.
- Maşina de şlefuit cu 2 cilindri, tip M.S.C.-2
- Ferăstrău circular de tivit cu avans mecanic, tip CTAMm
- Maşina de găurit şi scobit orizontal, tip GSO
- Ferăstrău panglică pentru tîmplărie, tip F.P.-8.

INTREPRINDEREA MECANICA
roman

ROMAN, STR. ȘTEFAN CEL MARE NR. 285
TELEFON 1700

NIFE

Acumulatoare Nicd
Grupuri de intervenţie pentru iluminat
Grupuri pentru semnalizări

JUNGNER
TOOLS

Unelte universale de polizat
Maşini de polizat cu profil optic
Maşini de polizat filete

[E]

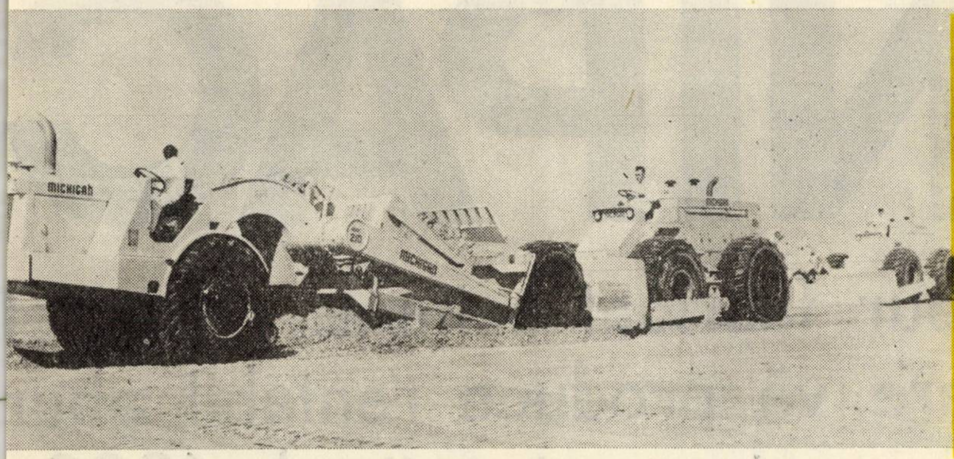
Instrumente de măsurare
Unelte pentru măsurare
Maşini pentru măsurat

MALCUS

Maşini de şlefuit fără centre
Maşini de şlefuit suprafeţe
Maşini de formare pentru turnătorie

Vizitaţi Expoziţia suedeză de maşini-unelte şi industrială
din Bucureşti, Parcul Herăstrău, Pavilionul 3
de la 8 la 16 octombrie 1968

MICHIGAN moves



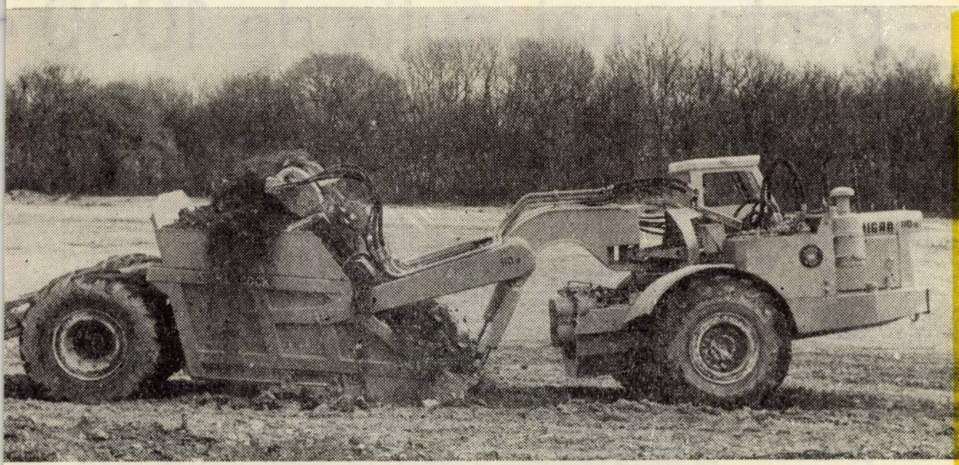
TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN

Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP

Modele disponibile cu direcția pe roțile din spate și cu direcție articulată.

TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

Două modele — capacitate circa 20 m³ și circa 32 m³.



SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.

Sînt disponibile modele cu capacitate de circa 4, 8 și 12 m³. Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m³.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m³ la circa 20 m³.

Modele disponibile cu direcție pe roțile din spate, pe toate roțile și direcție articulată cu o largă varietate de auxiliare.

MICHIGAN

CLARK® EQUIPMENT

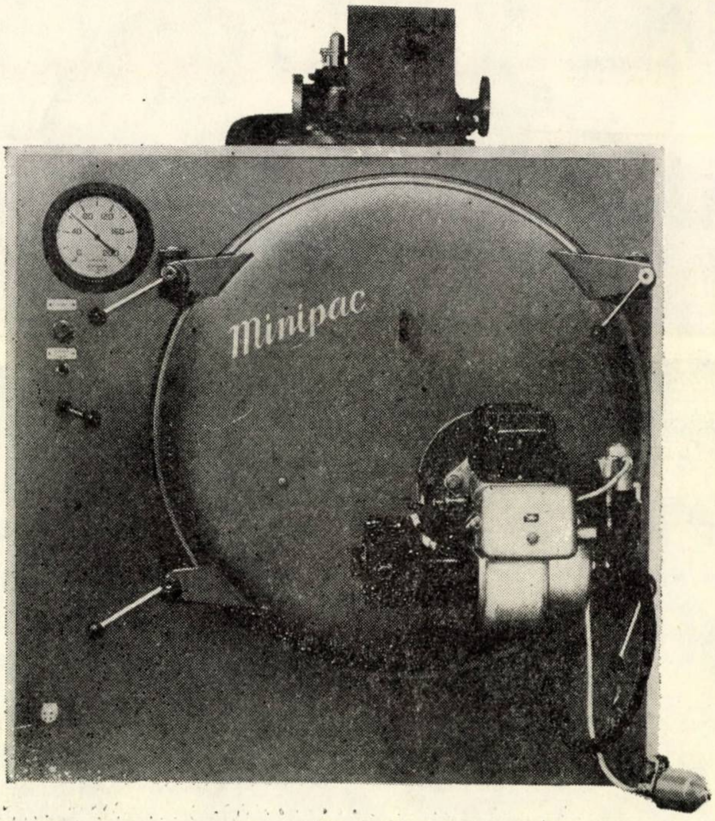
CLARK INTERNAȚIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY, GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est:
LEA GRANT AND COMPANY LIMITED
Devenshire House
195/199 Great Portland Street
Londra W 1

MINIPAC

Cazanul de abur fabricat britanic, complet automatizat, care vă produce rentabil abur sau apă caldă – pentru mai puţin de 1000 £

MINIPAC debitează rentabil şi economic abur sau apă caldă pînă la 8,5 kgf/cm² oriunde există necesitate.

Sînt disponibile douăzeci de modele de cazane MINIPAC — folosind combustibil lichid greu sau gaze naturale — cu capacităţi de la 120 la 1 000 kg/h pentru abur şi de la 60 000 la circa 800 000 kcal/h pentru apă caldă.



MINIPAC combină toate trăsăturile celor mai cunoscute cazane montate britanice — Multipac, Demipac, Aquapac — într-o construcţie compactă.

MINIPAC — economic, de greutate redusă, complet automatizat, eficient pentru a realiza cheltuieli minime la producerea de abur şi apă caldă — potrivit pentru şcoli, uzine, clădiri publice, spălătorii etc.

Pentru detalii şi specificaţii, expediaţi cuponul de mai jos la adresa:

JOHN THOMPSON GROUP

JOHN THOMPSON (SHELL BOILER DIVISION) LIMITED
LILYBANK WORKS, LONDON ROAD, GLASGOW E.I.

Send full details of the MINIPAC fullyautomatic package boiler.

NUMELE ____________________

INTREPRINDEREA ____________________

ADRESA ____________________

JOHN THOMPSON (SHELL BOILER DIVISION) LIMITED
LILYBANK WORKS, LONDON ROAD, GLASGOW E. I.

Maşini hidraulice de turnat sub presiune

Maşini hidraulice automate de turnat prin injecţie, pentru mase termoplastice

IDRA

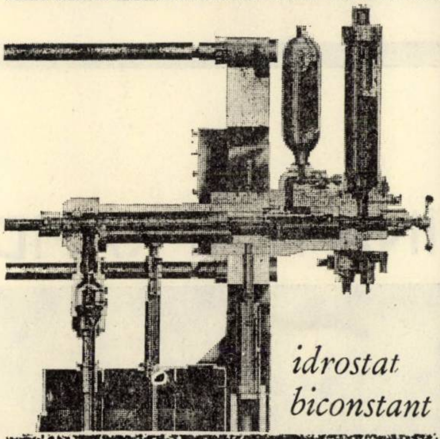
Programul de fabricaţie

Seria OL-S: 15 modele de maşini de turnat sub presiune cu camera de răcire orizontală, de 60 — 3 500 tf.

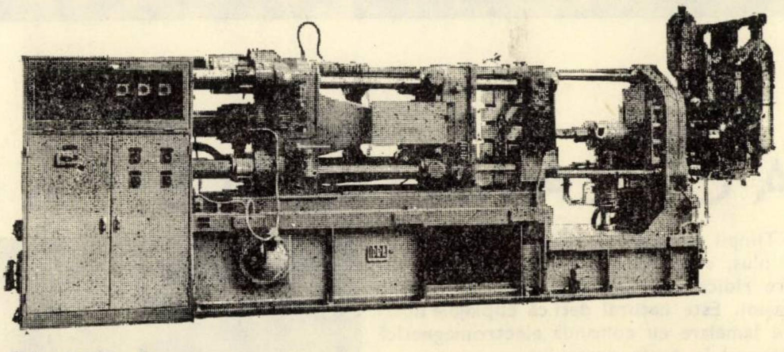
Seria OL/V-S: 8 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire verticală, de 40 — 500 tf.

Seria OL/Z-S: 11 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire, pentru aliaje de zinc, de 20 — 700 tf.

Seria MP-S: 24 modele de maşini automate de turnat prin injecţie pentru materiale termoplastice, cu cilindru prevăzut cu spirală, pentru un volum de injecţie de 20 — 15 000 cm³.



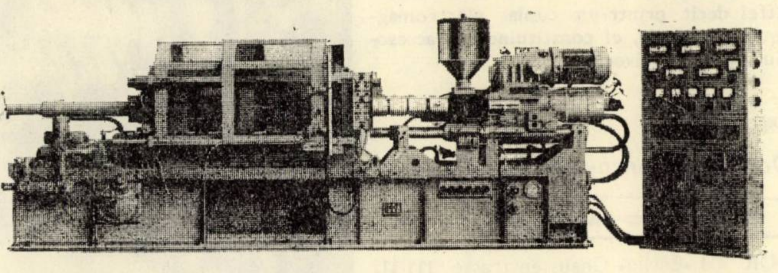
idrostat biconstant



OL-225 S

Maşinile de turnat sub presiune IDRA sînt prevăzute cu un dispozitiv de injectare cu trei faze, de construcţie ultramodernă.

Noile dispozitive de scurgere rapidă cu alimentare prin piston, sistem IDROSTAT, fac posibilă obţinerea de viteze mărite de injecţie, realizate prin scurtarea spaţiului de accelerare. Cu ajutorul noului tip de regulator multiplicator IDRA-BIOCONSTANT se menţine constantă presiunea şi durata de creştere respectivă, independent de puterea presei sau de viteza pistonului.



MP 18-S 240

Publidra 340/68

SEDIUL PRINCIPAL ŞI UZINA BRESCIA (ITALIA) - VIA TRIUMPLINA 13. - TEL. (030) 303.661. - TELEX® 30.034

ADRESA TELEGRAFICĂ: IDRA BRESCIA

Sucursale:

R. F. G. **IDRA—PRESSEN** GmbH Stuttgart-N Azenbergstrasse 31 - Tel. 223451/52 - Telex 0722769
FRANŢA **IDRA FRANCE** 29, Rue d'Artois Paris - (8e) - Tel. 225-45-24/25/26/57 - Telex 28546
ANGLIA **IDRA LIMITED** Eagle House, Wimbledon High Street, London, S. W. 19. Tel. 01-976 8551

INTERKAMA'68

DÜSSELDORF

9 — 15 Octombrie 1968

Tîrg de specialitate și congres

Interkama Düsseldorf prezintă pentru tehnica măsurării și a automaticii, și în special pentru electronică, pneumatică și hidraulică, o ofertă internațională pentru toate domeniile industriale și de cercetare.

INTERKAMA

Informații: Düsseldorfer Messegesellschaft mbH
NOWEA — 4 Düsseldorf, Messegelände,
Tel. 4 40 41

A CUPLA MAI REPEDE — A FRÎNA MAI RAPID

Timpii auxiliari se reduc tot mai mult; în plus, s-a ajuns astăzi la viteze de tăiere ridicate în special în construcția de mașini. Este natural deci că cuplajele noastre lamelare cu comandă electromagnetică pătrund în toate domeniile.

După cum reiese din figură, cuplajele noastre lamelare, electromagnetice, compacte și capsulate, permit montarea în orice loc.

Este puțin practic a comanda un proces de mișcare — în tehnica acționării — altfel decît printr-un cuplaj electromagnetic cu lamele, el constituind un accesoriu evident universal.

Exportator

Deutscher Innen-und Aussenhandel

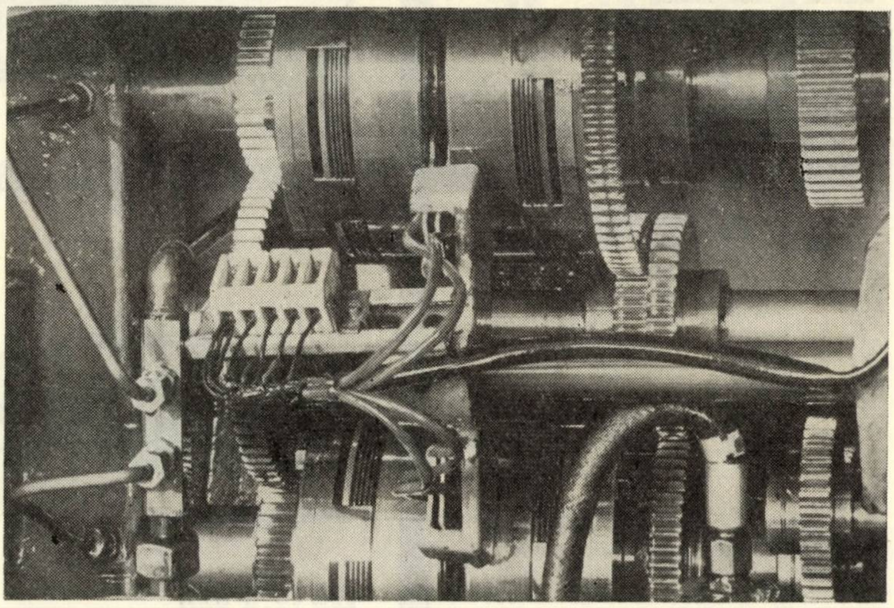
Elektrotechnik

DDR 104 • Berlin • Chausseestrasse 111/112
Republica Democrată Germană

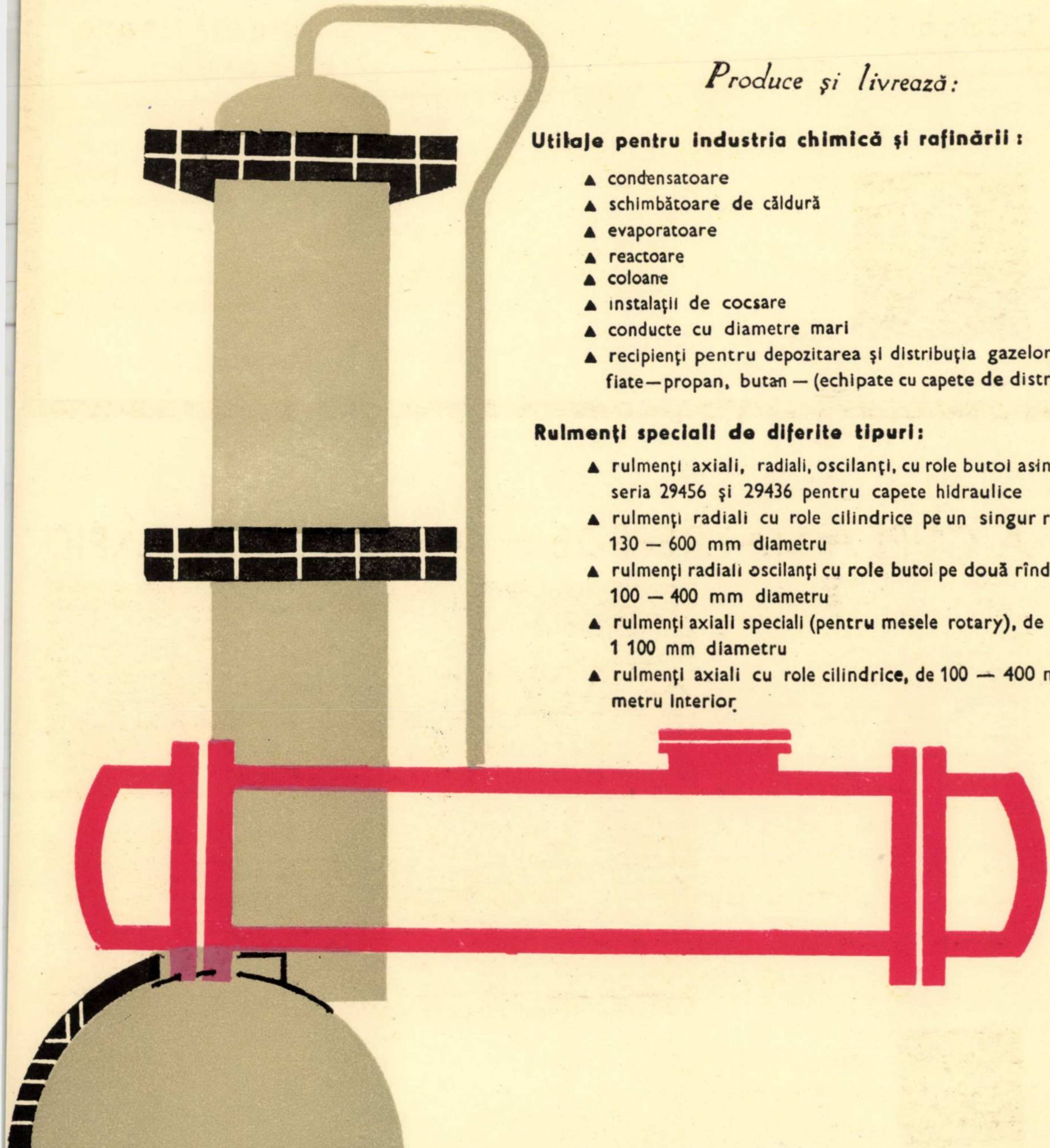
VEM

Cei interesați sînt rugați să se adreseze la:
Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România
Secția Comercială • București, Calea Dorobanților, nr. 14

VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1968



Produce şi livrează:

Utilaje pentru industria chimică şi rafinării:

- ▲ condensatoare
- ▲ schimbătoare de căldură
- ▲ evaporatoare
- ▲ reactoare
- ▲ coloane
- ▲ instalaţii de cocsare
- ▲ conducte cu diametre mari
- ▲ recipienţi pentru depozitarea şi distribuţia gazelor lichefiate—propan, butan — (echipate cu capete de distribuţie)

Rulmenţi speciali de diferite tipuri:

- ▲ rulmenţi axiali, radiali, oscilanţi, cu role butoi asimetrice, seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice
- ▲ rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- ▲ rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEŞTI

Strada Depoului nr. 16

Telefon : 10100

Telex : 2.22.74

UZINA

Vulcan

BUCUREȘTI

MARCA INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

9

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 9 • SEPTEMBRIE 1968

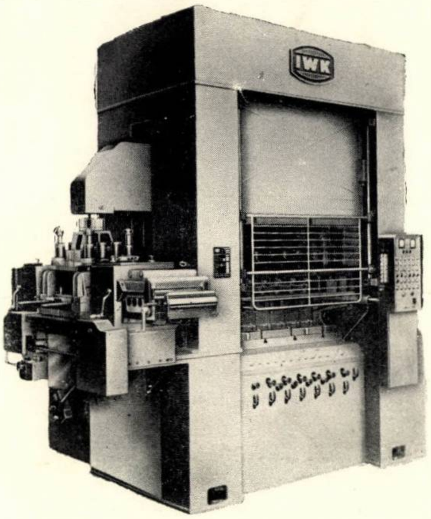
C6/89

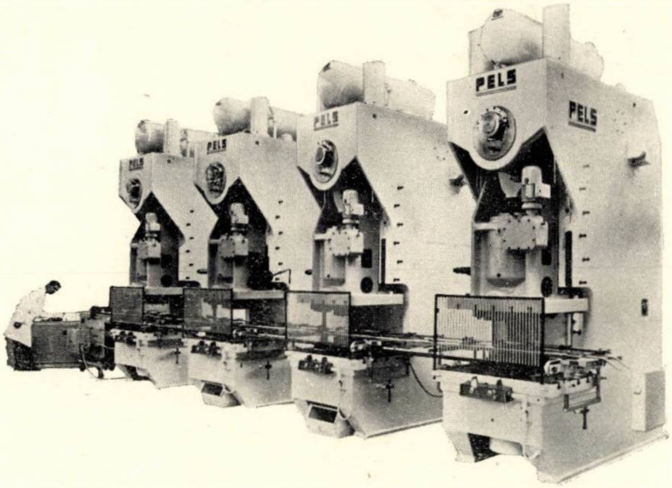
FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.





PRESELE ETAJATE-IWK

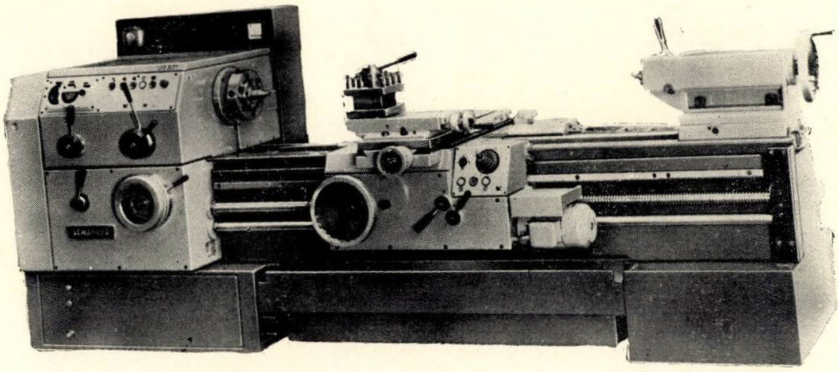
Presele etajate de mare putere IWK întrunesc nu numai o experiență specială de decenii dar și cele mai moderne cunoștințe despre tehnica preselor etajate.

MONTAREA ÎN LANȚ DE PRESE CU UN SINGUR MONTANT PENTRU LINII DE FABRICAȚIE AUTOMATE

Cu ajutorul unor instalații de transport ca de pildă benzi de transport cu ghiară se pot realiza linii de presare, prin instalarea, fără cheltuieli de investiții mari, a unei serii de prese cu un montant PELS.

CONFERINȚA DE LA BUCUREȘTI

La 8.10.1968 de la ora 9,00–10,30 în sala Clubului Finanțe-Bănci str. Doamnei 2, despre „Prese și Prese etajate mecanice". În continuare discuții tehnice pe marginea conferinței.



STRUNGURILE SCHAERER

Fabricăm strunguri cu vîrfuri, strunguri pentru producție comandate pentru program, automate pentru copiere, strunguri automate și strunguri cu programare numerică.

CONFERINȚA DE LA BUCUREȘTI

La 8.10.1968 de la ora 12,00 la 19,30 în sala Clubului Finanțe-Bănci str. Doamnei 2, despre „Strungurile SCHAERER". În continuare discuții tehnice pe marginea conferinței.

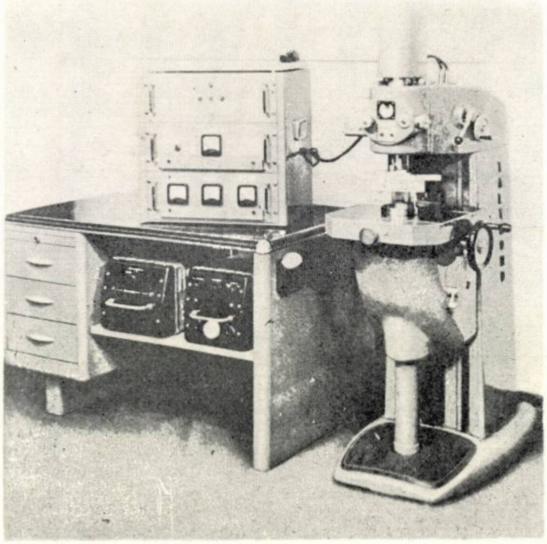
IWK INDUSTRIE-WERKE KARLSRUHE Aktiengesellschaft ● 75 Karlsruhe, West Germany

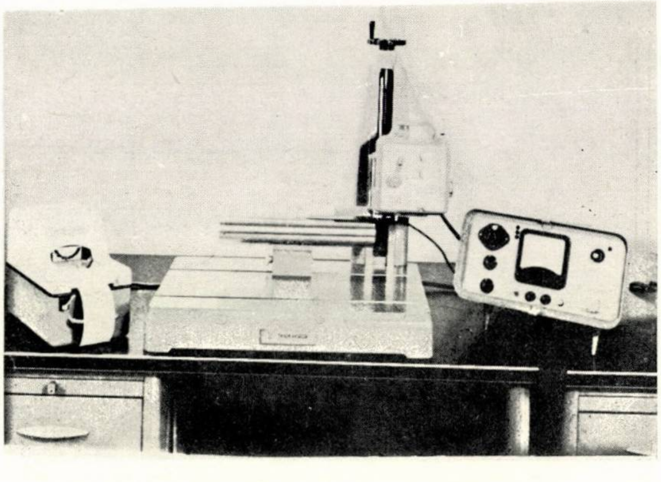
Rank Taylor Hobson

The Rank Organisation

AJUTOARE MODERNE ÎN INDUSTRIE

REDUCE REBUTURILE, ÎMBUNĂTĂŢEŞTE CALITATEA, CRESC EXPORTURILE PRIN MENŢINEREA UNUI ÎNALT ŞTANDARD TEHNIC FOLOSIND


"TALYROND"
Ortotest pentru măsurarea
curburilor


"TALYSURF"
Trusă pentru măsurarea
rugozităţii

Acestea şi multe alte maşini din renumita familie a instrumentelor vor fi expuse şi demonstrate în cadrul expoziţiei de aparate de măsură şi control

"RANK ORGANISATION"

care va avea loc în perioada 30 sept. – 4 oct. 1968
în sala Clubului Finanţe-Bănci din str. Doamnei 2.
Vizitarea zilnic între orele 9–16.

Rank Taylor Hobson

Leicester England

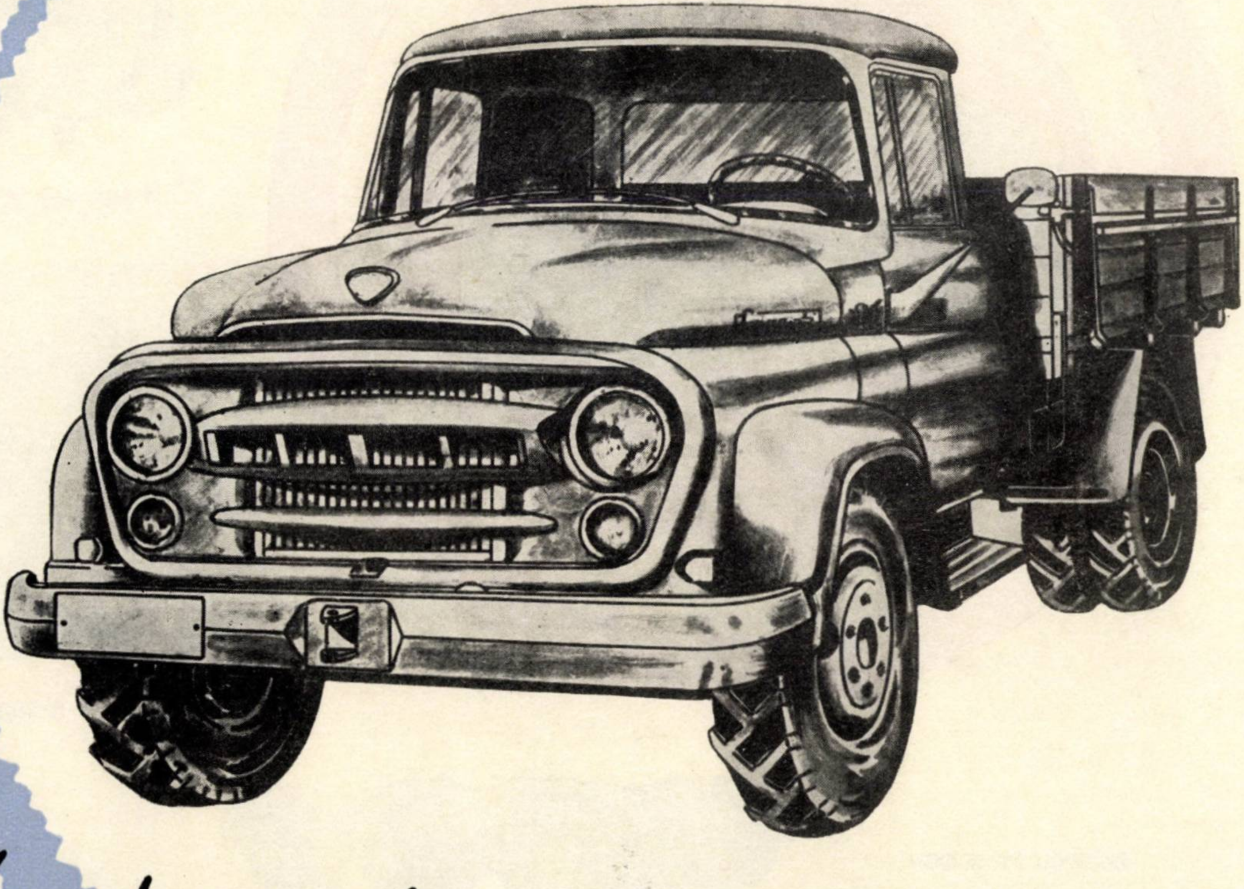
AREA OFFICE (Eastern and Central Europe)
Welhburggasse 4, Stiege 2, Tür 23
1010 Wien 1. Austria
telephone: 52.17.35/52.17.42
Telex: Vienna 12231

PUBLICOM

E 3279

- putere 140 CP
- sarcină utilă 3-6 t
- viteză 90 km/h

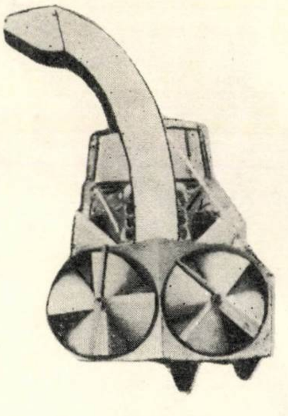
REFERÁLVA



Uzina de
AUTOCAMIOANE
Braşov

Strada Poienilor Nr. 5 * tel. 20220

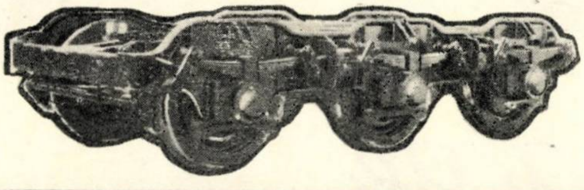
UZINA MECANICA
NICOLINA
IASI



TURBOFREZĂ

CUPĂ SCREPER

BOGHIU PE 3 OSII



Execută și livrează

Boghiuri pe 2 osii pentru vagoane de 60 t
Boghiuri pe 3 osii pentru vagoane de 80 t
Boghiuri cu cadru turnat pe 2 osii, 30 t
Boghiuri cu cadru turnat pe 2 osii, 50 t
Stații de preparat mixturi asfaltice compuse din a) malaxor; b) uscător.
Topitoare de bitum 2 500 l
Malaxoare mecanice 2 500 l
Bunkere cu skip

Cupe screper pentru orezării montate pe tractoare U 650
Scarificatoare montate pe tractoare S 650
Screpere tractate de 3 m³ cu acționare hidraulică
Turbofreze pentru deszăpezirea orașelor
Nivelatoare cu cadru lung
Silozuri de 25 t și 81 t pentru ciment

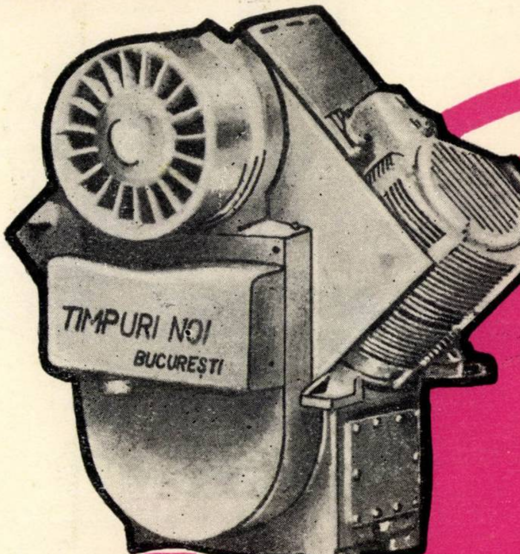
UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

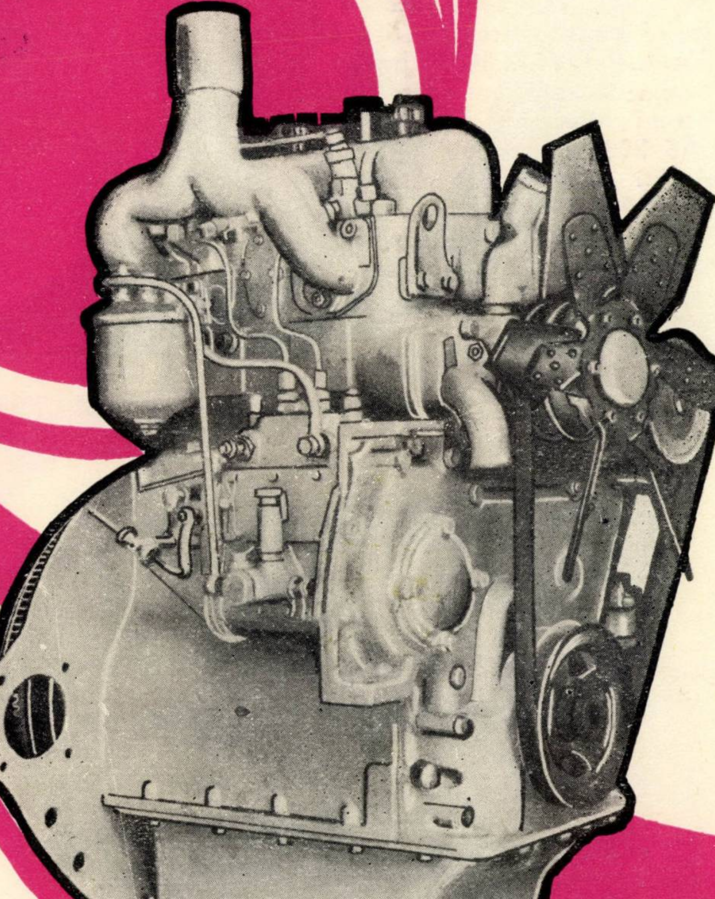
● TIMPURI NOI ●

BUCUREȘTI

EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ

IN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE





Motoare Diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motocare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min și presiuni 4 — 14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii

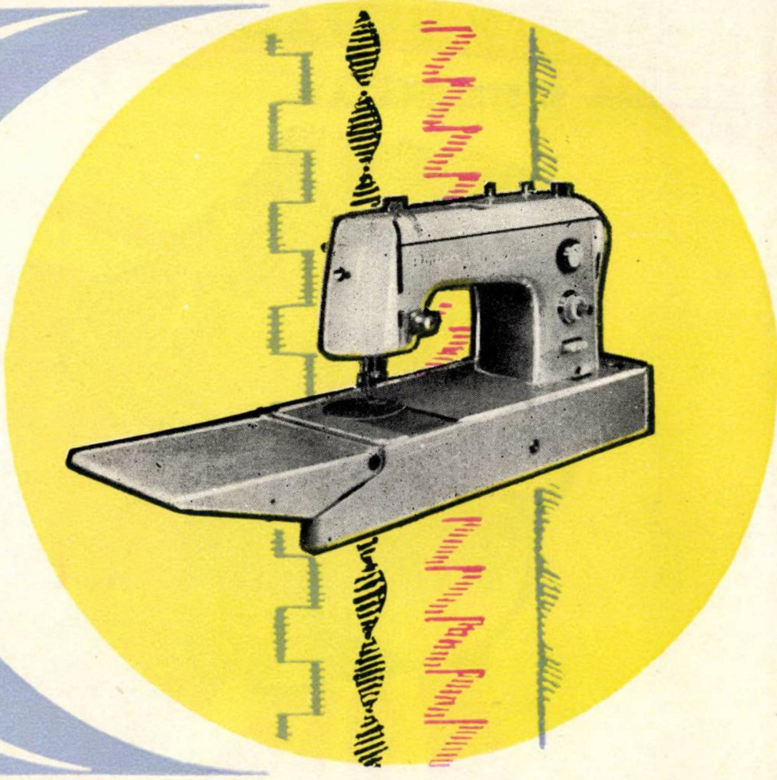
Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare Diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston

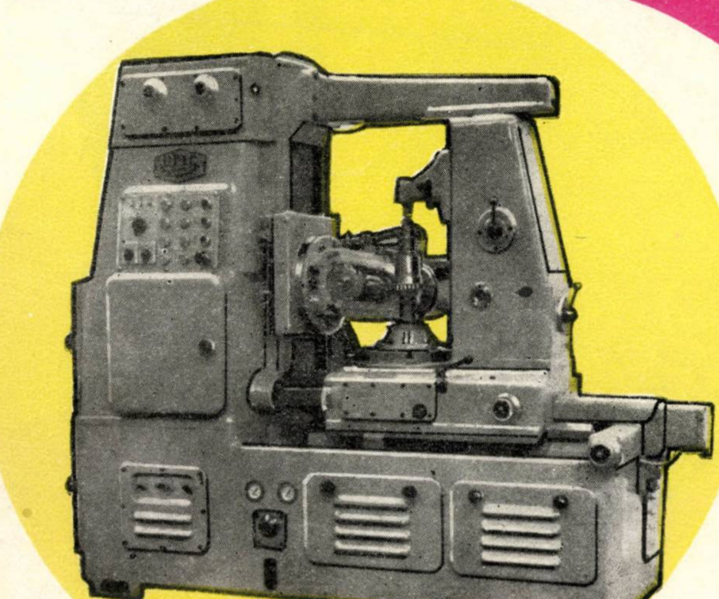
CONSULTAȚI SPECIALIȘTII UZINEI
„TIMPURI NOI"

UZINA MECANICĂ CUGIR

produce:

- Mașini de cusut casnice și industriale
- Mașini-unelte pentru așchierea metalelor:
  Mașini de frezat universale și verticale
  FU 1 ; FU 320 (400)
  FV 1 ; FV 320 (400)
  Mașini de frezat dantură
  FD 320 A și FD 500
  Mașini de mortezat dantură MD 500
  Mașini de rectificat interior RI 80
  (licența NOVARESE — Italia)
  Mașini de rectificat plan RP 250
  Mașini universale de ascuțit scule
  UAS 200
  Mașini de rectificat rotund universale
  RU 200
  Mașini de ascuțit cuțite plane
  ACP 13,5
  ACP 28





- Cuplaje și frîne electromagnetice
  (licența BINDER — MAGNETE R.F.G.)
- Accesorii de mașini-unelte
- Ridicătoare hidraulice

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, SEPTEMBRIE 1968, Nr. 9

CUPRINS

* * * : O nouă realizare a industriei romînești — Autocamionul „Dacia 1100”. 515
MANOLIU, R. : Schema de optimizare a regimului de așchiere la mașinile-unelte cu comandă numerică, prin folosirea unui calculator de proces („on line”). 517 c
SZÉKELY, I. și CSULAK, A. : Studiu asupra unui mecanism cu roți dințate cilindrice cu raport de transmitere reglabil. 520
ILIESCU, C. : Parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. 524 c
NICULESCU, GR. : Considerații asupra variației randamentului electroenergetic la brazarea prin inducție a plăcuțelor din carburi metalice. 530 c
GRIGORIU MARIETA : Unele aspecte privind diagramele indicate ale compresoarelor frigorifice în echicurent. 532
DIMA, I. : Contribuții la prelucrarea pieselor de revoluție profilate prin metoda rulării. 535
IVANCENCO, AL. : Considerații cu privire la unele tendințe noi în proiectarea ansamblurilor sudate. 539 c
IRIMESCU, GH. : O metodă de determinare a poziției pistoanelor în funcție de timp la mașinile cu pistoane libere. 543
VELICU, S. : Contribuții la studiul cinematic al procesului de finisare prin șeveruire a roților dințate. 548
POPA, R. : Dispozitive pentru efectuarea încercărilor la temperaturi joase. 554
DRĂGAN, O. : MLADINESCU, M. și CIOVICĂ, D. : Considerente cu privire la unele aspecte ale climei industriale. 556 c
CATZ, I. : Criterii de construcție și montare corectă a apărătorilor în zonele periculoase ale organelor de mașini în mișcare. 560 c

BREVETE 563

DOCUMENTARE 565

REVISTA REVISTELOR 570

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE.
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ing. ELIZA PETRESCU

SUMAR

CZ 621.91 :681.321

Manoliu, R. : **Schema de optimizare a regimului de așchiere la mașinile-unelte cu comandă numerică, prin folosirea unui calculator de proces („on line").**

Se prezintă o schemă de optimizare a regimului de așchiere la mașinile-unelte cu comandă numerică în cazul unui proces de strunjire, utilizînd un calculator „on line".

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 517–519

CZ 621.833.1

Székely, I. și *Csulak, A.* : **Studiu asupra unui mecanism cu roți dințate cilindrice cu raport de transmitere reglabil.**

Se apreciază o serie de criterii de proiectare pentru mecanismele cu roți dințate cilindrice cu raport de transmitere reglabil.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 520–523

CZ 621.983

Iliescu, C. : **Parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor.**

Se prezintă metodica de calcul a razei de rotunjire a muchiilor plăcii de ambutisare în cazul sistemului combinat de strîngere a semifabricatelor.

Construcția de Mașini 20, (1968) nr. 9, p. 524–529

CZ 621.791.367.621.9.025.7

Niculescu, Gr. : **Considerații asupra variației randamentului electroenergetic la brazarea prin inducție a plăcuțelor din carburi metalice.**

Se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale referitoare la influența variației de temperatură asupra randamentului electroenergetic la brazarea prin inducție a plăcuțelor din carburi metalice.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 530–532

CZ 621.574 :621.51

Grigoriu, Marieta : **Unele aspecte privind diagramele indicate ale compresoarelor frigorifice în echicurent.**

Se analizează aspectul unor diagrame indicate și rezultatele obținute ca urmare prelucrării acestora în cazul unui compresor în echicurent, fără resoarte la supapa de aspirație.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 532–534

CZ 621.986

Dima, I. : **Contribuții la prelucrarea pieselor de revoluție profilate prin metoda rulării.**

Se evidențiază unele probleme teoretice ale prelucrării prin metoda rulării a pieselor de revoluție profilate, precizîndu-se condițiile necesare pentru sculele respective.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 534–538

CZ 621.791.

Ivancenco, Al. : **Considerații cu privire la unele tendințe noi în proiectarea ansamblurilor sudate.**

Se analizează direcțiile posibile de dezvoltare a construcțiilor sudate, luîndu-se în considerare îmbinarea judicioasă a cerințelor de ordin constructiv și tehnologic.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 539–542

CZ 621. 242. 001.24

Irimescu, Gh. : **O metodă de determinare a poziției pistoanelor în funcție de timp la mașinile cu pistoane libere.**

Se determină legea de variație a poziției pistonului în raport cu timpul în cazul mașinilor cu pistoane libere.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 543–548

CZ 621.834; 621.911.4

Velicu, S. : **Contribuții la studiul cinematic al procesului de finisare prin șeveruire a roților dințate.**

Se analizează procesul de așchiere la șeveruire, examinîndu-se variația vitezei de așchiere în timpul prelucrării unui flanc.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 548–553

CZ 620.178.05; 669.14

Popa, R. : **Dispozitive pentru efectuarea încercărilor la temperaturi joase.**

Se prezintă un dispozitiv util în practica încercărilor mecanice pentru coborîrea temperaturii epruvetelor.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 554–556

CZ 628.87

Drăgan, O., *Mladinescu, M.* și *Ciovică, D.* : **Considerente cu privire la unele aspecte ale climei industriale.**

Se prezintă unele aspecte generale ale problemei climatizării spațiilor industriale și se descrie o instalație de climatizare.

Construcția de Mașini 20, (1968), nr. 9, p. 556–560

CZ 621.81 – 783

Catz, I. : **Criterii de construcție și montare corectă a apărătorilor în zonele periculoase ale organelor de mașini în mișcare.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 9, p. 560–562

CONTENTS

DC 621.91 : 681.321

Manoliu, R. : **The optimizing scheme of the cutting regime in machine-tools with digital control by means of ,,on line" computers.**

The author presents an optimizing scheme of the cutting regime in machine-tools with digital control. The case of a turning process in which ,,on line" computers have been used is described.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 517 – 519

DC 621.833. 1

Székely, I. and *Csulak, A.* : **A study concerning a mechanism with cylindrical wheels and adjustable reduction ratio.**

A series of designing criteria for the mechanisms with cylindrical wheels and adjustable reduction ratio are discussed.

Construcţia de Maşini 20(1968), nr. 9 p. 520 – 523

DC 621.983

Iliescu, C. : **The geometrical parameters of the deep drawing tools with a combined system of semi-product tightening.**

The method of calculating the rounding radius of the edges of deep drawing plates in the case of the combined semi-product tightening system is presented.

Construcţia de Maşini 20 (1968) , nr. 9, p. 524 – 529

DC 621.791.367 :621.9.025.7

Niculescu, Gr. : **Some considerations concerning the variation of the electroenergetic output in the induction brazing of plates from metallic carbides.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 530 – 532

DC 621. 574 : 621. 51

Grigoriu, M. : **Some aspects concerning the indicator diagrams of the frigorific compressors in equicurrent.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 532 – 534

DC 621.986

Dima, I. : **Contributions to the working of revolution parts shaped by the rolling method.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 535 – 538

DC 621.791

Ivancenco, Al : **Considerations concerning some new trends in the designing of welded units.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 539 – 542

DC 621 – 242. 001. 24

Irimescu, Gh. : **A method of determining the position of pistons as a function of time in free-piston machines.**

Construcţi a de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 543 – 548

DC 621.834 ;621.911.4

Velicu, S. : **Contributions to the kinematic study of the finishing process of gear toothing by shaving.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 548 – 553

DC 620.178.05 ;669.14

Popa, R. : **Devices for performing low-temperature test.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 554 – 556

DC 628.87

Drăgan, O., *Mladinescu, M.* and *Ciovică, D.* : **Considerations concerning some aspects of industrial climate.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 556 – 560

DC 621.81 – 783

Catz, I. : **Criteria for the correct construction and mounting of the guards in the dangerous zones of machine parts in motion.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 9, p. 560 – 562

SOMMAIRE

CD 621.91 :681.321

Manoliu, R. : **Un schéma pour l'amélioration de l'enlèvement des copeaux sur les machines-outils à commande digitale, en employant un calculateur de processus (,,on-line").**

On présente un schéma pour l'amélioration de l'enlèvement des copeaux sur les machines-outils à commande digitale dans le cas d'un processus de chariotage, en employant un calculateur ,,on line".

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 517 – 519

CD 621.833.1

Székely, I. et *Csulak, A.* : **Étude sur un mécanisme à roues dentées cylindriques à rapport de transmission réglable.**

On examine une série de critères dont on tient compte lors de l'établissement du projet des mécanismes à roues dentées cylindriques à rapport de transmission réglable.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 520 – 523

CD 621.983

Iliescu, C. : **Les paramètres géométriques des outils d'emboutissage à système combiné de serrage des demi-produits.**

On expose la méthode de calcul du rayon d'arrondissement des côtés d'une plaque d'emboutissage dans le système combiné de serrage des demi-produits.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 524 – 529

CD 621,791,367 :621,9,025,7

Niculescu, Gr. : **Considérations sur la variation du rendement électroénergétique lors du brasage par induction des petites plaques de carbures métalliques.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no.9, p. 530 – 532

CD 621.574 : 621.51

Grigoriu, M. : **Quelques aspects concernant les diagrammes d'indicateurs des compresseurs frigorifiques à équicourant**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 532 – 534

CD 621.986

Dima, I. : **Contributions à l'usinage des pièces profilées à révolution par la méthode du roulage.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 535 – 538

CD 621,791

Ivancenco, Al. : **Considérations sur quelques tendances nouvelles dans l'établissement du projet des ensembles soudés.**

On étudie les possibilités de développement des constructions soudées, en mettant d'accord les conditions constructives et les conditions technologiques.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 539 – 542

CD 621 – 242.001.24

Irimescu, Gh. : **Méthode pour déterminer la position des pistons en fonction du temps, pour les machines à pistons libres.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 543 – 548

CD 621. 834 621. 911. 4

Velicu, S. : **Contributions à l'étude cinétique du processus de finisage de la denture des roues dentées par shaving.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 548 – 553

CD 620. 178. 05; 669. 14.

Popa, R. : **Dispositifs pour les essais aux basses températures·**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 554 – 556

CD 628.87

Drăgan, O., *Mladinescu, M.* et *Ciovică, D.* : **Considérations sur certains aspects du climat industriel.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 556 – 560

CD 621.81 – 783

Catz, I. : **Critères de construction et de montage correct des dispositifs de sécurité dans les zones périlleuses créées par le mouvement des organes des machines.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 9, p. 560 – 562

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621,91 :681.321

Manoliu, R. : **Optimalisierungsschema des Spannvorgangs bei Werkzeugmaschinen mit numerischer Programmsteuerung durch Verwendung eines „on-line"-Rechners.**

Es wird ein Optimalisierungsschema des Spannvorgangs an Werkzeugmaschinen mit numerischer Programmsteuerung für einen Drehprozess bei Verwendung eines „on-line"-Elektronenrechners dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 517–519

DK 621.833.1

Székely, I. und *Csulak, A.* : **Studie in bezug auf einen Stirnradmechanismus mit regelbarem Übersetzungsverhältnis.**

Es werden eine Reihe von Kriterien für den Entwurf von Stirnradmechanismen mit regelbarem Übersetzungsverhältnis dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 520–523

DK 621.983

Iliescu, C. : **Geometrische Parameter der Ziehwerkzeuge mit kombiniertem Halterungssystem der Halbfabrikate.**

Der Verfasser beschreibt die Berechnungsweise der Kantenabrundung im Falle des kombinierten Spannsystems der Halbfabrikate.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 524–529

DK 621. 791. 367 : 621. 9. 025. 7

Niculescu, Gr. : **Betrachtungen in bezug auf die Schwankungen der elektroenergetischen Leistung beim Induktionslöten der Metallkarbidplättchen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) , H. 9, S. 530–532

DK 621. 574 : 621.51

Grigoriu, M. : **Einige Aspekte im Zusammenhang mit den zweckmässigen Diagrammen der Kompressionskältemaschinen mit Gleichlaufströmung.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 532–534

DK 621. 986

Dima, I. : **Beiträge zur Bearbeitung der profilierten Drehstücke durch das Einwalzverfahren.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) , H. 9, S. 535–538

DK 621.791.

Ivancenco, Al. : **Betrachtungen über einige neue Tendenzen bei der Entwicklung der verschweissten Konstruktionen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 539–542

DK 621–242.001.24

Irimescu, Gh. : **Verfahren zur Bestimmung der Kolbenstellung im Zeitverhältnis bei den Freikolbenmaschinen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 543–548

DK 621.834;621.911.4

Velicu, S. : **Beiträge zur kinematischen Untersuchung des Ausfertigungsprozesses der Radverzahnung durch Schabung.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 548–553

DK 620.178.05;669.14

Popa, R. : **Vorrichtungen für die Werkstoffprüfung bei niedriger Temperatur.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 554–556

DK 628.87

Drăgan, O., *Mladinescu, M.* und *Ciovică, D.* : **Betrachtungen über einige Aspekte des Industrieklimas.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 9, S. 556–560

DK 621.81–783

Catz, I. : **Kriterien des Baus und der korrekten Aufstellung der Schutzvorrichtungen an den gefährlichen Stellen einiger beweglichen Maschinenorgane.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) , H. 9, S 560–562

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.91 : 681.321

Манолиу. Р: **Схема оптимизации резания на станках с числовым управлением, путем применения калькулятора процесса („on line").**

Приведена схема оптимизации режима резки на станках с числовым управлением в случае процесса обточки, применяя счетную машину

Construcţia de Maşini 20 (1968, №. 9, стр. 517–519

ДК 621. 833 1.

Секели, И и *Чуляк, А.:* **Изучение механизма с цилиндричеекой шестерней с регулируемым передаточным числом.**

Оценивается ряд критериев проектирования механизмов с цилиндрическими шестернями с регулируемым передаточным числом.

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9, стр. 520–523

ДК 621.983

Илиеску, К.: **Геометрические параметры штамповочных инструментов с комбинированной системой стяжки полуфабрикатов.**

Описывается методика расчета радиуса округления грани штамповочных плит в случае комбинированной системы стяжки полуфабрикатов.

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9, стр. 524–529

ДК 621.791.367 : 621.9,025.7

Никулеску, Гр.: **К вопросу вариации электроэнергетического коэффициента полезного действия при пайке путем индукции пластинок из металлических карбидов.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), № 9 стр. 530–532

ДК 621.574 : 621.51

Григориу, М.: **Некоторые аспекты индикаторных диаграмм прямоточных охлаждюащих компрессоров.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9, стр. 532–534

ДК 621.986

Дима, И.: **Об обработке фасонных деталей вращения методом обкатки.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9, стр. 535–538

ДК 631. 791

Иванченко, Ал.: **Некоторые новые тенденции в проектировании сварных узлов.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 9, стр. 539–542

ДК 621–242. 001 24

Примеску, Г.: **Метод определения положения поршня в зависимости от времени на машинах с холостыми поршнями.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9, стр. 543–548

ДК 621. 834. 621. 911. 4

Велику, С.: **Изучение кинематики процесса отделки зубьев шестерен.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9, стр. 548–553

ДК 620. 178. 05; 669, 14

Попа, Р.: **Приспособление для проведения испытаний при низких температурах.**

Construcţia de Maşiii 20 (1968), №. 9. стр. 554–556

ДД 628. 87

Дрэган, О., *Младинеску, М.* и *Чиовикэ, Д.'* **К вопросу о промышленном климате.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9 стр. 556–560

ДК 621.81783

Кац, И.: **Критерии по конструкции и правильному монтированию предохранителей в опасных зонах движущихся органов машины.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 9, стр. 560–562

O nouă realizare a industriei româneşti
Autoturismul „Dacia 1100"

Cu numai doi ani în urmă, la Consfătuirea pe ţară a lucrătorilor din industria construcţiilor de maşini, tovarăşul Nicolae Ceauşescu a anunţat hotărîrea Comitetului Central al partidului de a se trece, în cursul actualului cincinal, la producţia proprie de autoturisme.

Şi iată, recent, făuritorii de maşini şi utilaje din ţara noastră au trăit emoţionantul eveniment al inaugurării Uzinei de autoturisme — Piteşti şi al fabricaţiei primului automobil românesc „Dacia 1 100".

Prin construirea acestui important obiectiv industrial a luat astfel naştere o nouă ramură a industriei construcţiilor de maşini, mărturie vie a consecvenţei cu care partidul şi guvernul ţării, traducînd în fapte Directivele Congresului al IX-lea şi pe cele ale Conferinţei Naţionale a P.C.R., asigură dezvoltarea susţinută şi multilaterală a economiei româneşti.

Industria construcţiilor de maşini progresează într-un ritm tot mai rapid, contribuind în măsură din ce în ce mai mare la acoperirea necesarului intern de maşini, utilaje şi instalaţii moderne, creînd totodată importante surse pentru export. Astfel, în primii doi ani ai cincinalului actual întreprinderile constructoare de maşini au înregistrat o creştere a producţiei de 33,8 la sută, comparativ cu 26 la sută pe ansamblul economiei naţionale.

În această perioadă s-au desfăşurat intens lucrările privind dezvoltarea în ţară a producţiei de utilaje energetice grele ; s-au realizat primele piese de înaltă tehnicitate pentru hidroagregatele de 175 MW necesare Centralei de la Porţile de Fier şi se lucrează în ritm accelerat la construirea uzinei de agregate termoenergetice de mare putere. În industria electrotehnică şi electronică au fost date în funcţiune noi capacităţi de producţie în domeniul aparatajului electronic de automatizare, a fabricaţiei de cabluri, aparatajului de joasă şi înaltă tensiune, micromotoarelor etc.

În cursul acestui an se vor fabrica primele serii de maşini electromecanice şi electronice de calcul.

Realizări însemnate s-au obţinut şi în sectorul producător de maşini-unelte, în acest an lucrîndu-se la nivelul sarcinilor prevăzute pentru 1970. De asemenea, în cadrul producţiei de tractoare a început fabricaţia familiei de tractoare de 45 CP pentru mecanizarea lucrărilor agricole pe terenuri în pante, viticultură, pomicultură, legumicultură.

Sporirea potenţialului industriei constructoare de maşini a făcut posibilă afirmarea tot mai pronunţată a maşinilor şi utilajelor româneşti pe piaţa externă, ceea ce a dus la creşterea ponderii exportului de maşini şi utilaje, procentajul acestora în tot ansamblul exportului românesc ajungînd în 1968 la 24 la sută.

Eforturile pline de entuziasm depuse de constructorii de autoturisme, devotamentul şi priceperea lor au făcut ca „Dacia 1 100" să debuteze cu un an înaintea termenului prevăzut. Exemplarul cu nr. 00001 care a ieşit de pe banda de montaj la 3 august a.c., a putut fi admirat în rîndul celor 48 de automobile româneşti care au defilat în Piaţa Aviatorilor, de 23 August, constituind certificatul de maturitate a industriei noastre în plină ascensiune. Această realizare nu este decît un prim pas în înfăptuirea programului amplu de dezvoltare a producţiei proprii de autoturisme, în scopul satisfacerii cerinţelor crescînde ale oamenilor muncii, rezultat firesc al ridicării continue a nivelului lor de trai.

Şi în trecut au existat încercări pentru fabricarea de autoturisme în ţara noastră, dar pe atunci geniul creator al poporului român nu-şi putea găsi teren prielnic afirmării. Numai în condiţiile socialismului, a unei industrii puternic dezvoltate, inteligenţa şi priceperea oamenilor pot fi pe deplin valorificate. Expresia grăitoare a acestui fapt se află concentrată în pasiunea cu care colectivul tinerei uzine de autoturisme şi-a însuşit într-un termen scurt tehnologia de fabricaţie, contribuind cu tot elanul la realizarea automobilului.

Fabricaţia de autoturisme româneşti a început cu tipul „Dacia 1 100" din piese şi subansamble livrate de Regia Naţională Franceză Renault, după care se vor asimila şi alte tipuri.

Deşi performanţele îl situează la nivelul clasei mijlocii de autoturisme, „Dacia 1 100" are dimensiunile unui automobil mic, dar cu un interior spaţios.

Prevăzută cu 5 locuri, maşina are o greutate de 760 kg, celelalte dimensiuni de gabarit fiind 3,995/1,490/1,350 m. Ea este adaptată condiţiilor de drum din ţara noastră şi este echipată cu un motor Sierra de 1 100 cm^3 plasat în spate.

Motorul cu 4 cilindri în patru timpi are o putere de 46 CP şi dezvoltă o viteză de 135 km/h, consumînd 6,7 litri benzină la 100 km. În ansamblu, „Dacia 1 100" răspunde cerinţelor acelora cărora le place o maşină nervoasă, uşor de manevrat, confortabilă şi bine chibzuită. Banchetele, cu cotiere, permit tocmai acest confort. Locurile din faţă sînt prevăzute cu centuri de siguranţă.

Interiorul lasă o impresie de modern şi intim, la care contribuie bordul în imitaţie de lemn, cu aparatele repartizate în două cadrane circulare. Pentru a acţiona lumina, claxonul şi farurile nu este nevoie să se ridice mîna de pe volan. În stînga volanului se află o nişă, în dreapta, alte două ; una direct în bord, alta dedesubtul lui. Pentru fumători este prevăzută o brichetă electrică. Instalaţia de încălzire este reglabilă. Roata de rezervă este plasată sub portbagaj într-un locaş uşor accesibil din exterior. Astfel echipat, primul autoturism — mîndrie a industriei româneşti — este gata să circule pe şoselele patriei.

Pentru fabricarea unor produse complexe, paralel cu concepţia proprie s-a recurs la experienţa tehnică a ţărilor cu veche tradiţie industrială, adoptîndu-se propunerile de colaborare care oferă posibilitatea atingerii celui mai bun nivel al tehnicii contemporane, în condiţii economice avantajoase. În acest sens se relevă şi colaborarea cu Regia Naţională Franceză Renault. Cadrul larg al acestei colaborări care se va desfăşura şi în anii următori prevede începerea în curînd a livrării de piese fabricate în România pentru producţia de autoturisme Renault.

Pe lîngă aceasta este meritorie colaborarea, fructuoasă cu uzinele din ţară („Tractorul", „Metrom", „Steagul roşu" — Braşov, „Automecanica" — Mediaş, „Autobuzul" — Bucureşti etc.) a cărei eficienţă este greu de subapreciat.

Timpul scurt în care a fost realizată o uzină de tehnicitatea şi complexitatea celei de la Colibaşi reprezintă, fără îndoială, o performanţă, iar automobilul românesc nu mai este un proiect, ci o realitate, confirmînd încă o dată politica de industrializare a partidului nostru, grija deosebită pe care o acordă ridicării nivelului de trai.

Colectivul uzinei este ferm hotărît să ducă peste hotare faima produselor sale. Pentru aceasta sînt însă necesare eforturi serioase, impunîndu-se, în primul rînd, o preocupare susţinută pentru ridicarea calificării muncitorilor, pentru îmbogăţirea cunoştinţelor tehnice ale inginerilor şi tehnicienilor care trebuie să fie în permanenţă la zi cu tot ceea ce este nou în acest domeniu pe plan mondial. El trebuie să aibă adînc întipărită în conştiinţă urarea tovarăşului Nicolae Ceauşescu ca „acest început bun să fie încununat de un succes tot mai mare, ca autoturismul românesc „Dacia", care are şi valoare de simbol, să vestească şi în ţară şi peste hotare capacitatea constructorilor de maşini români, a poporului român".

CZ 621.91 : 681.321

Schema de optimizare a regimului de aşchiere la maşinile-unelte cu comandă numerică, prin folosirea unui calculator de proces („on line")

Radu MANOLIU

În stadiul actual al tehnicii, maşinile-unelte cu comandă numerică nu folosesc integral posibilităţile pe care le oferă tehnica de prelucrare a datelor. Astfel, în timp ce cu ajutorul calculului digital se determină elementele geometrice care caracterizează traiectoria deplasărilor organelor de lucru ale maşinii-unelte, stabilirea regimului de aşchiere se face tot prin mijloacele convenţionale, prin înscrierea valorilor al căror optimum este de regulă discutabil. Totodată, maşina actuală cu comandă numerică nu dispune în general de posibilitatea de a se adapta unor factori aleatorii care intervin în timpul procesului de lucru.

Privite din punctul de vedere al gradului de automatizare, procesele de producţie din industria siderurgică, chimică, petro-chimică etc., pot fi considerate ca mai avansate, conducerea liniilor de fabricaţie de către calculatoare „on line" constituind cazuri destul de frecvente.

Această situaţie are însă explicaţii obiective: a) dificultatea de realizare a traductoarelor pentru mărimile care caracterizează proprietăţile mecanice ale materialelor; b) imposibilitatea practică de a afecta fiecărei maşini-unelte un calculator cu capacitate mare de prelucrare a datelor — soluţie mai mult decît oneroasă.

Este însă de subliniat faptul că aceste două dificultăţi nu pot fi considerate ca imposibil de depăşit. O muncă de cercetare corect orientată poate duce la realizarea unor traductoare corespunzătoare, iar aplicarea sistemului „time-sharing" * ar permite conducerea unui atelier întreg de maşini-unelte cu ajutorul unui singur calculator.

Pe aceste considerente autorul a întocmit schema din figura 1 care poate constitui cadrul de rezolvare optimală a conducerii maşinilor-unelte cu comandă numerică, cu aplicaţie la proces de strunjire.

Elementul sistemului. Unul din elementele de bază ale sistemului este reprezentat de memoria calculatorului, în care se înscriu principalele relaţii care definesc parametrii regimului de aşchiere (avans, viteză, adîncime de aşchiere), în funcţie de forma piesei şi a semifabricatului, de proprietăţile fizico-mecanice ale materialului de prelucrat şi ale sculei aşchietoare, de geometria părţilor active ale sculei etc. Aceste relaţii sînt de forma:

$$s = f(H_a, \sigma_r, t, Q); \qquad (1)$$

$$t = f(D_1, D_2, \theta_{a1}, \theta_{a2}, Q); \qquad (2)$$

$$v = f(s, t, T, \sigma_r, \mathrm{HRC}); \qquad (3)$$

$$u = f(v, D_1, D_2). \qquad (4)$$

O altă categorie de relaţii care se înscriu în memoria calculatorului sînt cele care se referă la forţele de aşchiere, putere şi moment în funcţie de elementele regimului de aşchiere:

$$P_z = f(v, s, t, \sigma_r); \qquad (5)$$

$$M_{ef} = f(P_z, D_1, D_2); \qquad (6)$$

$$N_{ef} = f(M_{ef}, v). \qquad (7)$$

A treia categorie de funcţii care se introduc în memoria calculatorului se referă la preţul de cost unitar şi la productivitatea orară;

$$C = f_c(T, L, s, n\ldots); \qquad (8)$$

$$\pi = f_\pi(T, L, s, n\ldots). \qquad (9)$$

Din desenul operaţional se extrag valorile parametrilor de bază enumeraţi anterior, care se codifică şi se materializează într-o bandă perforată. O altă bandă perforată se obţine prin codificarea caracteristicilor principale ale maşinii-unelte: putere instalată, randament mecanic şi electric, moment maxim la axul principal, gama de turaţii şi de avansuri etc. O ultimă bandă perforată, care, în cazul programării automate, poate fi realizată chiar de calculatorul „on line", prin folosirea limbajului de prelucrare şi a unui „processor" şi „post-processor" adecvat, conţine relaţiile de traiectorie:

$$\Phi_1 = f_1(x, t); \qquad (10)$$

$$\Phi_2 = f_2(y, t); \qquad (11)$$

$$\Phi_3 = f_3(z, t) \qquad (12)$$

— în care t simbolizează timpul — precum şi funcţiunile tehnologice auxiliare: alimentare, prindere, desprindere, răcire etc.

Modul de lucru. Elementele purtătoare de informaţii reprezentate de benzile perforate sînt introduse în echipamentul periferic al calculatorului, care transmite impulsuri codificate sistemului de prelucrare a datelor, în

---

Prin utilizarea unui calculator în sistemul „time-sharing" (divizarea timpului), se asigură efectuarea simultană a mai multor operaţii, datorită vitezei operaţionale foarte ridicate a calculatorului.

cadrul căruia se poate obţine rezolvarea problemei în patru variante :

a) preţ de cost unitar minim, $V_1 = C_{min}$;

b) productivitatea maximă;

c) utilizarea în măsură cît mai mare a puterii maşinii-unelte, astfel încît să fie respectată relaţia :

$$N_{ef} = \eta_{tot} \cdot N_{inst} - \varepsilon, \qquad (13)$$

în care:

— N_{ef} şi N_{inst} reprezintă puterea efectivă consumată de procesul de aşchiere, respectiv puterea instalată a maşinii-unelte;

— η_{tot} — randamentul total al maşinii-unelte;

$$\eta_{tot} = \eta_{mec.} \cdot \eta_{elect.} \qquad (14)$$

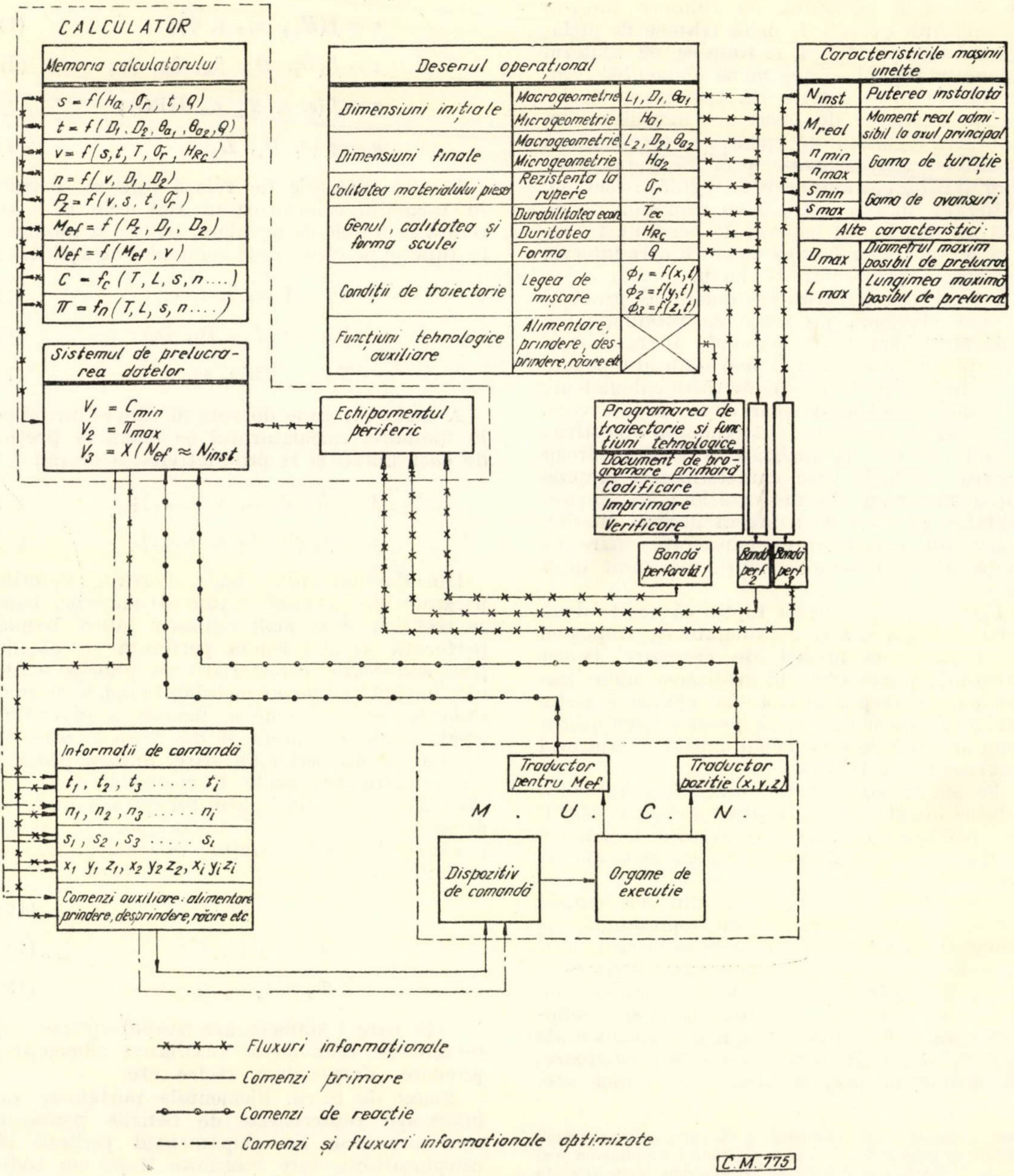

CALCULATOR
Memoria calculatorului
s = f(Ha, σr, t, Q)
t = f(D1, D2, θa1, θa2, Q)
v = f(s, t, T, σr, HRc)
n = f(v, D1, D2)
Pz = f(v, s, t, σr)
Mef = f(Pz, D1, D2)
Nef = f(Mef, v)
C = fc(T, L, s, n ....)
Π = fn(T, L, s, n ....)
Sistemul de prelucrarea datelor
V1 = Cmin
V2 = Πmax
V3 = X(Nef ≈ Ninst
Echipamentul periferic
Desenul operaţional
Dimensiuni iniţiale
Macrogeometrie
L1, D1, θa1
Microgeometrie
Ha1
Dimensiuni finale
Macrogeometrie
L2, D2, θa2
Microgeometrie
Ha2
Calitatea materialului piesei
Rezistenţa la rupere
σr
Genul, calitatea şi forma sculei
Durabilitatea econ
Tec
Duritatea
HRc
Forma
Q
Condiţii de traiectorie
Legea de mişcare
φ1 = f(x, t)
φ2 = f(y, t)
φ3 = f(z, t)
Funcţiuni tehnologice auxiliare
Alimentare, prindere, desprindere, răcire etc
Caracteristicile maşinii unelte
Ninst
Puterea instalată
Mreal
Moment real admisibil la axul principal
n min
n max
Gama de turaţie
s min
s max
Gama de avansuri
Alte caracteristici:
Dmax
Diametrul maxim posibil de prelucrat
L max
Lungimea maximă posibil de prelucrat
Programarea de traiectorie şi funcţiuni tehnologice
Document de programare primară
Codificare
Imprimare
Verificare
Bandă perforată 1
Bandă perf. 2
Bandă perf. 3
Informaţii de comandă
t1, t2, t3 ..... ti
n1, n2, n3 ..... ni
s1, s2, s3 ..... si
x1 y1 z1, x2 y2 z2, xi yi zi
Comenzi auxiliare - alimentare prindere, desprindere, răcire etc
M . U . C . N .
Traductor pentru Mef
Traductor poziţie (x, y, z)
Dispozitiv de comandă
Organe de execuţie
Fluxuri informaţionale
Comenzi primare
Comenzi de reacţie
Comenzi şi fluxuri informaţionale optimizate
C.M. 775

Fig. 1

iar ε — o valoare care nu trebuie să depăşească 5% din puterea instalată:

$$\varepsilon \leqslant 0{,}05\ N_{inst}\,. \tag{15}$$

d) soluţie de optimizare care, fără a obţine vreuna din cele trei variante precedente, reuşeşte să găsească o formulă intermediară, cît mai apropiată de fiecare din acestea.

Este de menţionat că, în toate variantele, calculatorul trebuie să verifice relaţiile:

$$M_{ef} \leqslant M_{max\ adm}\,; \tag{16}$$

$$N_{ef} \leqslant \eta\ N_{inst}. \tag{17}$$

Alegerea variantei de lucru este determinată de scopul urmărit ca şi de posibilităţile pe care le oferă calculatorul, atît sub aspectul capacităţii sale de prelucrare, cît şi a vitezei de reacţie.

Ca rezultat al calculului de optimizare efectuat de către sistemul de prelucrare a datelor se obţine numărul de treceri şi elementele regimului de aşchiere—adîncime, turaţie şi avans — pentru fiecare trecere în parte; aceste date sînt transmise prin canale informaţionale adecvate dispozitivului de comandă al maşinii-unelte cu comandă numerică. Totodată, se prelucrează şi informaţiile de traiectorie care se transmit organelor de lucru ale maşinii-unelte. Traductoarele de poziţie ale maşinii închid bucle de reacţie transmiţînd informaţii calculatorului ca şi la actualele maşini cu comandă numerică.

Pentru optimizarea efectivă a regimului de lucru al maşinii-unelte, trebuie să intervină însă următorii factori suplimentari care să acţioneze asupra parametrilor iniţiali luaţi în calcul:

— înlocuirea în relaţiile de calcul a parametrilor dimensionali ai piesei, cu valorile instantanee obţinute în procesul de prelucrare;

— înlocuirea caracteristicilor fizico-mecanice luate în calcul, cu valorile reale care definesc materialul prelucrat.

Traductoarele de poziţie sînt elementele care, prin funcţia lor, asigură sesizarea variaţiilor dimensionale.

Dat fiind că nu este tehnic posibil să se măsoare continuu în timpul aşchierii variaţia parametrului σ_r — rezistenţa la rupere —, este necesar să se recurgă la un parametru derivat, momentul efectiv la arborele principal M_{ef} sau forţa de aşchiere P_z după cum rezultă din relaţiile (18) şi (19).

Întrucît la menţinerea constantă a celorlalţi factori se obţine:

$$\frac{M_{calc.}}{M_{ef.}} = \frac{P_{z\ calc.}}{P_{z\ ef}} = \frac{\sigma_{r\ calc.}}{\sigma_{r\ ef}} = q_1 \tag{18}$$

rezultă:

$$\sigma_{r\ ef.} = \frac{1}{q}\,\sigma_{r\ calc.} \tag{19}$$

Introducerea continuă a rezistenţei reale la rupere şi a valorilor geometrice efective în relaţiile care definesc avansul şi viteza asigură optimizarea procesului de aşchiere în funcţie de valorile instantanee ale proprietăţilor fizico-mecanice şi dimensionale.

Spre deosebire de informaţiile de deplasare care pot fi obţinute direct numeric, în cazul traductoarelor care măsoară forţa P_z sau momentul, valoarea este sesizată analogic şi trebuie convertită numeric în vederea prelucrării de către calculator.

În procesul comenzii maşinii-unelte se disting două etape:

— situaţia de pornire, în care maşina este comandată conform parametrilor de calcul;

— situaţia de regim, în care intervin parametrii reali.

Trecerea de la o etapă la cealaltă este efectuată de către un semnal de prioritate, care blochează canalele care transmit parametrii iniţiali şi dau acces la sistemul de prelucrare a datelor, valorilor transmise de traductoare. Emiterea semnalului de prioritate poate fi comandată fie de traductorul de poziţie, fie de cel de cuplu în momentul cînd un sistem de sesizare înregistrează primele informaţii ale acestora (nivelul informaţiei care declanşează semnalul de prioritate în cazul traductorului de cuplu poate fi prereglat).

★

Optimizarea proceselor de prelucrare prin conducerea lor cu ajutorul calculatoarelor „on line" deschide perspectiva automatizării complexe a secţiilor mecanice prin încadrarea lor în sistemul prelucrării integrate a datelor.

CZ 621.833.1

Studiu asupra unui mecanism cu roţi dinţate cilindrice cu raport de transmitere reglabil

Imre SZÉKELY şi Acaţiu CSULAK

Mecanismul cu roţi dinţate (fig. 1) este format dintr-o serie de roţi cilindrice cu profil în evolventă, ale căror diametre exterioare sînt egale [1], dar cu număr de dinţi z_1, z_2, ..., z_n diferit. Pinionul balador z_b deplasîndu-se de-a lungul arborelui II se poate angrena succesiv cu fiecare roată dinţată cu acelaşi modul din serie. Diferenţa dintre numărul de dinţi a două roţi vecine este constantă şi egală cu unitatea. Numărul de dinţi z_n al ultimei roţi din serie este determinat cu relaţia :

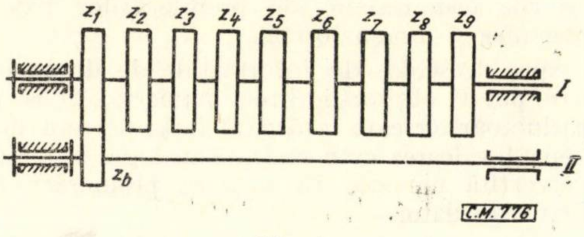


Fig. 1

$$z_n = z_1 + (n - 1), \tag{1}$$

în care :

z_1 este numărul de dinţi ai primei roţi din serie ;

n — numărul de roţi din serie.

În cele ce urmează se stabilesc cîteva criterii de proiectare de care este bine să se ţină seamă la construirea mecanismului cu roţi dinţate din figura 1.

1. *Alegerea numerelor de dinţi din serie.* Pentru proiectarea raţională a mecanismului cu roţi dinţate cu raport de transmitere reglabil este necesar să se asigure un domeniu de reglare cît mai mare şi un gabarit cît mai mic.

Domeniul de reglare N se determină cu relaţia :

$$N = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{z_n}{z_1}, \tag{2}$$

în care :

n_{max} şi n_{min} reprezintă turaţiile maximă, respectiv minimă ale arborelui condus II (fig. 1).

Ţinînd seamă de egalitatea (1), relaţia (2) se poate scrie :

$$N = 1 + \frac{n-1}{z_1}. \tag{3}$$

Din relaţia (2) rezultă că domeniul de reglare este determinat de valoarea raportului dintre numărul maxim şi minim de dinţi ai roţilor din serie, iar din ecuaţia (3) rezultă că micşorarea lui z_1 duce la mărirea domeniului de reglare. În figura 2 s-a reprezentat grafic ecuaţia (3) pentru patru valori ale lui z_1. Din această diagramă reiese că pentru obţinerea aceluiaşi domeniu de reglare sînt necesare cu atît mai puţine roţi, cu cît numărul de dinţi ai primei roţi din serie z_1 este mai mic. De exemplu, pentru realizarea unui domeniu de reglare $N = 1{,}2$, în cazul cînd $z_1 = 34$ sînt necesare opt roţi ; dacă însă $z_1 = 64$, pentru obţinerea aceluiaşi domeniu sînt necesare 14 roţi, deci aproape dublu. Prin urmare, micşorînd numărul de dinţi ai primei roţi din serie se măreşte domeniul de reglare şi în acelaşi timp se micşorează gabaritul mecanismului cu roţi dinţate.

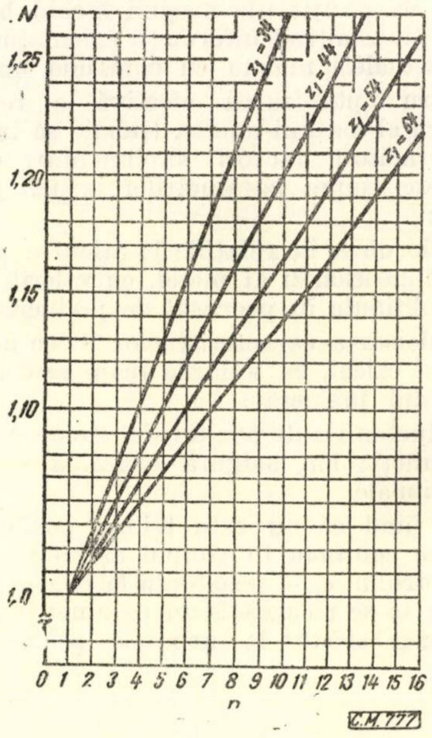


Fig. 2

În concluzie, un prim criteriu de proiectare a variatorului este alegerea numărului de dinţi ai primei roţi din serie cît mai mic posibil.

2. *Alegerea distanţei axiale de funcţionare a mecanismului cu roţi dinţate.* Pentru

alegerea raţională a distanţei axiale A, se studiază patru serii de roţi dinţate formate din cîte nouă roţi. Fiecare serie are z_1 diferit de z_b; astfel z_1 are valorile 34, 44, 54, 64, iar z_b, 21, 26, 31.

Dacă se presupune că atît pinionul balador z_b, cît şi întreaga serie de roţi dinţate fixate pe arborele condus II sînt formate din roţi dinţate zero (necorijate), cele nouă angrenaje formate succesiv din roata baladoare şi fiecare roată din serie ar forma angrenaje zero şi ar avea distanţe axiale diferite, notate cu A_{01}, $A_{02}, \ldots, A_{0k}, \ldots, A_{0n}$. Valorile unor astfel de distanţe axiale se determină cu relaţia (2).

$$A_{0k} = \frac{z_k + z_b}{2}, \tag{4}$$

în care z_k este numărul de dinţi ai roţii k din serie.

Pentru asigurarea angrenării pinionului balador succesiv cu fiecare din roţile dinţate din serie este necesar ca toate cele nouă angrenaje să se înscrie în aceeaşi distanţă axială A. În acest scop roţile $z_1, z_2, \ldots, z_n$ trebuie să fie roţi pozitive sau negative, adică să fie roţi corijate. În consecinţă şi angrenajele formate din aceste roţi şi pinionul balador vor fi pozitive sau negative [3]. Ca urmare, unghiurile de angrenare α_k ale acestor angrenaje vor diferi de cel standardizat α_0. Expresia cu care se determină valoarea unghiului α_k este [3]:

$$\cos \alpha_k = \frac{A_{0k}}{A} \cos \alpha_0 . \tag{5}$$

Din expresia (5) rezultă că unghiul de angrenare depinde de distanţele axiale A_{0k}, ale căror valori se determină cu relaţia (4). Unghiul de angrenare α_k va avea valoarea minimă α_{min} la acea treaptă a mecanismului cu roţi dinţate la care distanţa axială A_{0k} va avea valoarea maximă ($A_{0k} = A_{0n}$) şi α_k va avea valoarea maximă α_{max} la acea treaptă la care A_{0k} are valoarea minimă ($A_{0k} = A_{01}$).

Pentru ca diferenţa dintre α_{max} şi α_{min} să fie cît mai mică şi valorile unghiurilor de angrenare din acest interval să fie cît mai aproape de cele admise este necesar să se aleagă valoarea distanţei axiale de funcţionare A în mod raţional undeva între A_{01} şi A_{0n}.

Pentru alegerea raţională a distanţei axiale A se recomandă următoarea relaţie.

$$A = \frac{z_{km} + 1 + z_b}{2}, \tag{6}$$

în care:

$$z_{km} = \frac{z_1 + z_n}{2}.$$

Alegînd astfel distanţa axială A, unghiul de angrenare α_k, calculat cu formula (5), se va încadra pentru fiecare din cele nouă angrenaje în limitele admisibile.

În figura 3, *a* sînt reprezentate grafic curbele de variaţie ale unghiului α_k, utilizînd formula (5), corespunzătoare numerelor de dinţi

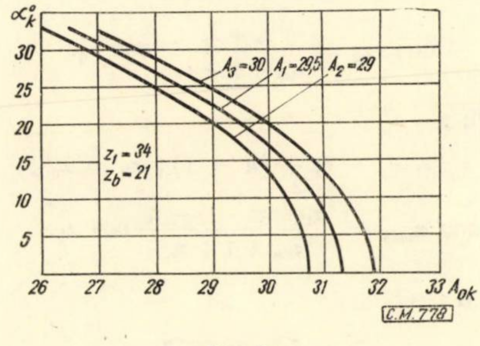


Fig. 3 *a*

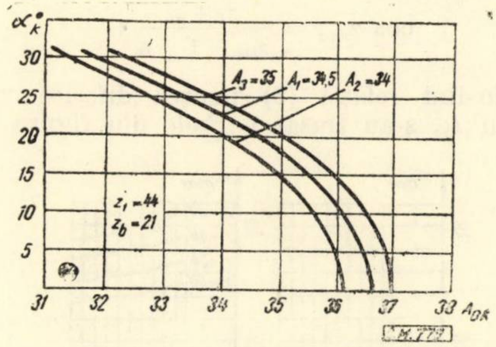


Fig. 3 *b*

$z_1 = 34$ şi $z_b = 21$ pentru trei valori distincte ale distanţei axiale A, calculat aşa cum urmează;

$$A_1 = \frac{z_{km} + z_b}{2} = \frac{38 + 21}{2} = 29{,}5 \text{ mm};$$

$$A_2 = \frac{z_{km} - 1 + z_b}{2} = \frac{37 + 21}{2} = 29 \text{ mm};$$

$$A_3 = \frac{z_{km} + 1 + z_b}{2} = \frac{39 + 21}{2} \; 30 \text{ mm}.$$

În figura 3, *b* este reprezentată grafic aceeaşi formulă (5) pentru valorile $A_1 = 34{,}5$ mm, $A_2 = 34$ mm şi $A_3 = 35$ mm, corespunzătoare normelor de dinţi $z_1 = 44$ şi $z_b = 21$.

Din figura 3, *a* rezultă că, în cazul că distanţa axială A are valoarea $A = A_1 = 29$ mm, unghiul de angrenare α_9 corespunzător ultimei trepte, la care:

$$A_{09} = \frac{z_9 + z_b}{2} = \frac{42 + 21}{2} = 31{,}5 \text{ mm},$$

ia valoare mai mică decît zero, ceea ce practic nici nu se poate realiza, în timp ce în cazul în care $A = A_3 = 30$ mm, ultimei trepte îi corespunde un unghi $\alpha_9 \approx 13°$.

3. *Alegerea numărului de dinţi al pinionului balador* z_b. Pentru alegerea numărului optim de dinţi ai pinionului balador z_b s-a studiat influenţa acestuia asupra unghiului de angrenare α_k.

Înlocuind relaţiile (4) şi (6) în (5) se obţine :

$$\cos \alpha_k = \frac{z_k + z_p}{z_{km} + 1 + z_b} \cos \alpha_0. \tag{7}$$

Pentru :

$$z_k = z_n = z_1 + (n - 1)\,;\ \alpha_k = \alpha_{min},$$

$$\cos \alpha_{min} = \frac{z_1 + (n-1) - z_b}{z_{km} + 1 + z_b} \cos \alpha_0. \tag{8}$$

Pentru :

$$z_k = z_1\,;\ \alpha_k = \alpha_{max},$$

$$\cos \alpha_{max} = \frac{z_1 + z_b}{z_{km} + 1 + z_b}. \tag{9}$$

Folosind relaţia (8) pentru diferite valori ale lui z_1, s-au trasat curbele din figura 4, *a*,

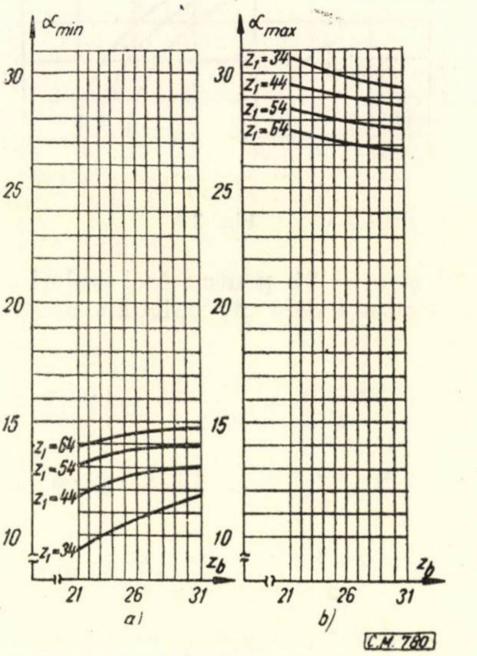


Fig. 4

iar cu relaţia (9) şi diferite valori ale lui z_1 curbele din figura 4, *b*. De menţionat că schimbarea lui z_1 aduce după sine şi schimbarea lui z_{km}. Din figura 4, *a* şi *b* reiese că micşorarea lui z_b măreşte diferenţa dintre α_{max} şi α_{min}, deci înrăutăţeşte condiţiile de angrenare. Pentru micşorarea diferenţei dintre α_{max} şi α_{min} este necesar, fie mărirea lui z_b, fie mărirea lui z_1 sau ambele deodată. Se remarcă faptul că influenţa lui z_b este mai mică decît a lui z_1.

4. *Determinarea diametrelor exterioare.* Diametrul exterior — comun pentru toate roţile din serie—se obţine prin corijare negativă, respectiv pozitivă. Deplasările de profil corespunzătoare se vor alege astfel ca să nu apară fenomenele de subtăiere şi ascuţire a dinţilor şi, în acelaşi timp, să fie evitate şi fenomenele de interferenţă din timpul funcţionării şi să se asigure un grad de acoperire $\varepsilon_k \geqslant 1{,}2$.

După cum se ştie [3], pentru evitarea interferenţei, cercurile exterioare trebuie să intersecteze linia de angrenare între punctele K_k şi K_b (fig. 5). În figura 6, R_b^k şi R_b^b reprezintă razele cercurilor de bază ale unei roţi intermediare din serie şi a pinionului balador, iar R_e^k şi R_e^b reprezintă razele cercurilor exterioare ale unei roţi intermediare din serie şi a pinionului balador.

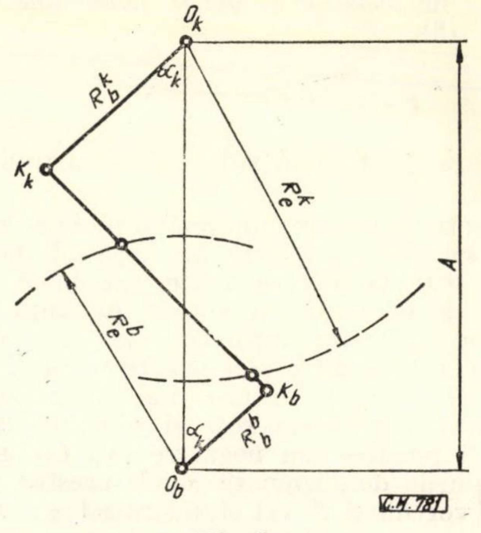


Fig. 5

Deoarece razele cercurilor exterioare şi distanţa axială A sînt invariabile pentru un variator dat, iar unghiul α_k variază între α_{min} şi α_{max}, valorile maxime pentru R_e^k şi R_e^b rezultă din schema angrenajului (fig. 5) considerînd că cercurile exterioare trec prin punctele K_b şi K_n. În acest caz $\alpha_k = \alpha_{min}$.

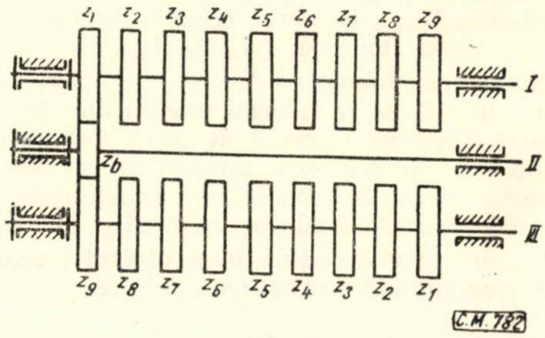


Fig. 6

Ţinînd seamă de cele expuse se poate scrie :

$$R^k_{e\,max} = \sqrt{(A \sin \alpha_{min})^2 + (R^k_e)^2}, \qquad (10)$$

$$R^b_{e\,max} = \sqrt{(A \sin \alpha_{min})^2 + (R^b_e)^2}. \qquad (11)$$

Alegînd astfel razele cercurilor exterioare se evită fenomenul de interferenţă de funcţionare la toate cele nouă angrenaje. Pentru angrenajul unde $A_{0k} = A$ se va aplica o dinţare compensată, adică :

$$\xi_b = -\,\xi_k, \qquad (12)$$

în care :

ξ_b reprezintă deplasarea specifică de profil a roţii baladoare ;

ξ_k — deplasarea specifică de profil a unei roţi oarecare din serie.

În cazul unui angrenaj compensat cercurile exterioare se determină astfel [2] :

$$R^k_e = \frac{z_k}{2} + f_0 - \xi_k, \qquad (13)$$

$$R^b_e = \frac{z_b}{2} + f_0 + \xi_b, \qquad (14)$$

în care f_0 reprezintă coeficientul înălţimii capului dintelui.

Pentru buna funcţionare a tuturor angrenajelor trebuie să fie îndeplinite condiţiile :

$$R^k_e < R^k_{e\,max}; \; R^b_e < R^b_{e\,max}.$$

Gradul de acoperire ε_k este verificat cu formula [2] :

$$\varepsilon_k = \frac{\sqrt{(R^k_e)^2 - (R^k_b)^2} + \sqrt{(R^b_e)^2 - (R^b_b)^2} - A \sin \alpha_k}{\pi \cos \alpha_0}, \qquad (15)$$

în care R^k_e, R^b_e, R^b_b, A şi α_0 sînt constante, iar R^k_b şi α_k variabile.

5. *Posibilităţi de mărire a domeniului de reglare.* Pentru mărirea domeniului de reglare se pot monta paralel două serii de roţi dinţate (fig. 6) unde z_b are rolul unei roţi parazite [4]. Roţile dinţate de pe axele *I* şi *III* sînt montate astfel încît numerele de dinţi de pe una din ele (în cazul de faţă axa *I*) sînt aşezate în ordine crescîndă de la stînga la dreapta, iar pe cealaltă (axa *III*), de la dreapta la stînga. În acest caz domeniul de reglare se exprimă în felul următor :

$$N = \frac{n_{III\,max}}{n_{III\,min}}, \qquad (16)$$

în care :

$n_{III\,max}$ este turaţia maximă a axei conduse, rot/min ;

$n_{III\,min}$ — turaţia minimă a axei conduse, rot/min.

Din figura 6 se obţine :

$$\left.\begin{aligned} n_{III\,max} &= n_I \frac{z_n}{z_1}; \\ n_{III\,min} &= n_I \frac{z_1}{z_n}. \end{aligned}\right\} \qquad (17)$$

Înlocuind (17) în (16), se găseşte :

$$N = \left(\frac{z_n}{z_1}\right)^2. \qquad (18)$$

Din expresia (18) reiese că, prin introducerea în schema variatorului a unei serii de roţi în plus, domeniul de reglare este determinat de pătratul raportului dintre numărul maxim şi minim de dinţi ai roţilor din serie.

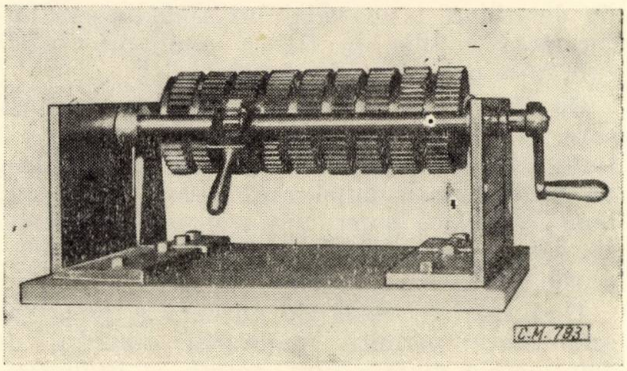


Fig. 7

În figura 7 este reprezentat un mecanism cu roţi dinţate cilindrice cu raport de transmitere reglabil executat pe baza calculelor expuse pentru $z_1 = 44$ şi $z_b = 21$. S-a constatat o bună funcţionare a angrenajelor corespunzătoare tuturor treptelor de viteză.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Szekely, I.* Zubciataia peredacia s reguliruemîm peredatocinîm otnoşeniem. Moscova, disertaţie de doctorat, 1960.

[2] *Maros, D.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinematica roţilor dinţate, Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[3] *Szekely, I.* Teoria mecanismelor şi organe de maşini. Cluj, Editura Inst. politehnic, 1966.

[4] *Csulak, A.* şi *Szekely, I.* Mecanism cu roţi dinţate pentru obţinerea unui mare număr de rapoarte de transmitere diferite. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, Bucureşti nr. 5, 1962.

CZ 621.983

Parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor

Constantin ILIESCU

Dintre parametrii geometrici de bază ai sculelor pentru ambutisarea pieselor cilindrice din tablă, fără subțierea materialului, raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare prezintă o deosebită importanță.

În timpul procesului de ambutisare, materialul supus deformării trebuie să se deplaseze peste muchia plăcii de ambutisare și să alunece pe aceasta. De aceea, raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare are o mare influență asupra desfășurării în bune condiții a procesului de ambutisare. Mărimea acestei raze influențează direct asupra mai multor elemente ale procesului de ambutisare, cum sînt : tensiunile din materialul semifabricatului, implicit forța necesară pentru ambutisare ; gradul de deformare a materialului semifabricatului ; formarea cutelor în flanșa semifabricatului ; subțierea pereților piesei.

Cu cît raza de curbură a plăcii de ambutisare va fi mai mare, cu atît mai mică va fi forța necesară pentru ambutisare, lungimea de piesă cutată după ambutisare va fi mai mare, subțierea pereților piesei va fi mai redusă, iar coeficientul de ambutisare se micșorează mult.

Deși mărirea razei de curbură a plăcii de ambutisare permite majorarea gradului de deformare a materialului, totuși, la ambutisarea cu matrițe ce au inelul de strîngere a semifabricatelor plan, valoarea acestei raze se adoptă destul de mică pentru ca lungimea de piesă cutată după ambutisare să fie cît mai mică posibil. La proiectarea unor astfel de matrițe, se urmărește alegerea unor valori optime pentru raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, cît și pentru raza poansonului.

Alegerea unei raze de curbură optime a plăcii de ambutisare pentru prima operație a unor anumite piese depinde, în special, de grosimea materialului semifabricatului și de mărimea coeficientului de ambutisare. În acest scop, nu s-a stabilit încă o relație analitică.

Lucrările de specialitate în acest domeniu [1], [2], [3], [4] indică pentru determinarea razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, în cazul semifabricatelor din tablă subțire de oțel cu grosimea $g < 3$ mm, diferite relații de calcul, calitativ deosebite însă cantitativ asemănătoare, toate ducînd la rezultate ce pot fi exprimate prin relația (1) numai în funcție de grosimea materialului :

$$r_m = (6...10)\ g. \qquad (1)$$

Raza de rotunjire a muchiei poansonului pentru prima operație de ambutisare, cînd matrițele au inel plan de strîngere a semifabricatelor, este luată egală cu raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare sau mai mică decît aceasta.

Dacă se mărește raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, procesul de deformare a materialului se îmbunătățește. Așadar, devine posibilă micșorarea coeficientului de ambutisare pentru prima operație. Majorarea razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare duce însă la micșorarea suprafeței de strîngere și la formarea cutelor la ieșirea semifabricatului de sub inelul plan de strîngere. Acest neajuns este înlăturat dacă ambutisarea se face cu matrițe ce au inel profilat pentru strîngerea suplimentară a semifabricatului pe porțiunea curbilinie a plăcii de ambutisare.

Din analiza făcută se poate observa că în cazul utilizării matrițelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor, condițiile ce se impuneau mai sus la alegerea mărimii razei de racordare a plăcii de ambutisare dispar. Valoarea acestei raze se poate lua maxim admisibilă, independent de grosimea semifabricatului și calitatea materialului acestuia. În acest caz, devine posibilă exprimarea razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare în funcție de coeficientul de ambutisare și de diametrul pieselor de ambutisat.

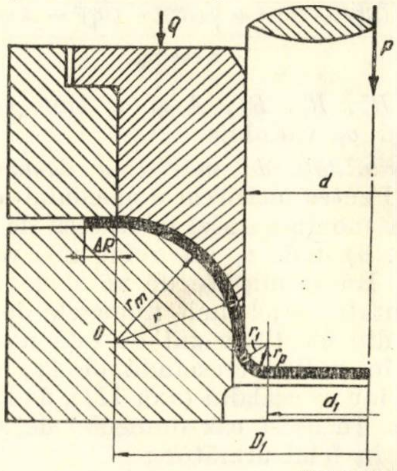


Fig. 1

Stabilirea relației de dependență dintre raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare și factorii ce o determină în condițiile noului tip constructiv de matrițe se face pe baza schemei de calcul prezentată în figura 1.

Se observă din figură că, pentru a avea certitudinea prevenirii formării cutelor, atunci cînd semifabricatul s-a suprapus complet peste partea curbilinie a poansonului și cea a plăcii de ambutisare, se prevede să rămînă încă o mică flanșă de mărime ΔR, sub inelul plan de strîngere. Numai în acest fel se poate asigura continuitatea strîngerii semifabricatului mai ales în cazul cînd matrița de ambutisare este construită astfel încît deformarea semifabricatului să fie realizată de la început de către poanson, iar inelul profilat de strîngere să intre în acțiune ulterior.

Pe baza egalității suprafeței semifabricatului înainte de deformare și după deformare (fig. 1) se poate scrie următoarea relație:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \pi (D_1 + \Delta R)\, \Delta R + \frac{\pi}{2} (\pi d r + 2{,}28\, r^2) + \frac{\pi}{2} (2\, \pi d_1\, r_1 + 8 r_1^2) + \frac{\pi d_1^2}{4} \tag{2}$$

sau:

$$D^2 = 4(D_1 + \Delta R)\, \Delta R + 2(\pi d r + 2{,}28\, r^2) + 2\pi d_1\, r_1 + 8 r_1^2 + d_1^2, \tag{2a}$$

unde:

D este diametrul semifabricatului plan;

D_1 — diametrul interior al flanșei plane a semifabricatului;

ΔR — lățimea flanșei plane a semifabricatului;

d — diametrul pieselor de ambutisat (egal cu diametrul poansonului);

d_1 — diametrul suprafeței plane frontale a poansonului;

r — raza de curbură a suprafeței active a inelului profilat de strîngere;

r_1 — raza de rotunjire a muchiei poansonului.

Întrucît, fiind vorba de ambutisarea pieselor din tablă subțire, grosimea semifabricatului este destul de mică în raport cu raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, se consideră această rază ca fiind egală cu raza de curbură a suprafeței active a inelului profilat de strîngere:

$$r_m \simeq r. \tag{3}$$

De asemenea, se consideră că:

$$r_1 \simeq r_p, \tag{4}$$

r_p fiind raza de rotunjire a muchiei poansonului.

Urmărind schema din figura 1, se observă că:

$$D_1 + d + 2\, r = d + 2\, r_m, \tag{5}$$

iar:

$$d_1 = d - 2\, r_1 = d - 2\, r_p. \tag{6}$$

Substituindu-se aceste expresii în relația (2a) se obține:

$$D^2 = 4{,}56\, r_m^2 + (2\pi d + 8\, \Delta R)\, r_m + 4\Delta R\, (d + \Delta R) + 2{,}28\, d r_p - 8{,}56\, r_p^2 + d^2. \tag{7}$$

Rezolvarea acestei relații în funcție de parametrii caracteristici ai pieselor de ambutisat este posibilă dacă se cunosc raza poansonului și lățimea flanșei plane a semifabricatului existentă sub inelul plan de strîngere, cînd intră în acțiune și inelul profilat. În acest scop, se consideră cazul cînd poansonul are muchia rotunjită, în calcul considerîndu-se valoarea maximă a acestei raze de rotunjire (fig. 2, *a*) întrucît în acest caz suprafața semifabricatului ce se află suprapus peste poanson în momentul considerat este cea mai mare. Calculul realizat astfel este acoperitor și pentru cazul cînd poansonul are forma tronconică (fig. 2, *b*).

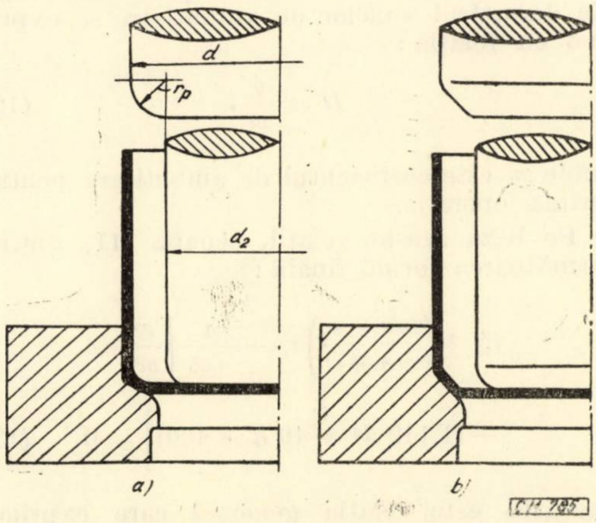


Fig. 2

Raza maximă de rotunjire a muchiei poansonului se exprimă în funcție de diametrul acestuia și de diametrul poansonului matriței pentru a doua ambutisare (fig. 2). Cunoscîndu-se relația ce există între diametrele celor două poansoane:

$$d_2 = m_2\, d, \tag{8}$$

unde m_2 este coeficientul de ambutisare pentru a doua operație ($m_2 \simeq 0{,}8$), rezultă:

$$r_p = d \left(\frac{1 - m_2}{2}\right) = d \left(\frac{1 - 0{,}8}{2}\right) = 0{,}1\, d. \tag{9}$$

Pentru lățimea flanșei plane a semifabricatului ce trebuie să existe în momentul cînd intră în acțiune și inelul profilat de strîngere, se consideră ca fiind necesară, în același timp și suficientă, valoarea:

$$\Delta R = 10 \text{ mm}. \tag{10}$$

Substituindu-se relaţiile (9) şi (10) în (7), se obţine :

$$D^2=4{,}56\, r_m^2+(2\pi d+80)\, r_m+1{,}142\, d^2+ + 40\, d + 400. \qquad (11)$$

La ambutisarea unor anumite piese cilindrice se cunosc, atît diametrul semifabricatului plan D, cît şi diametrul după ambutisare d. Deci, teoretic, exprimarea oricărui diametru dintre acestea în funcţie de celălalt, prin intermediul coeficientului de ambutisare, nu prezintă nici un inconvenient. Totuşi, se preferă exprimarea diametrului semifabricatului plan în funcţie de diametrul piesei de ambutisat, deoarece este mai sugestiv, acest diametru d constituind o dimensiune caracteristică a sculei de ambutisare cu care are legătură directă şi raza de racordare ce se urmăreşte a fi determinată şi realizată. Pe de altă parte, este şi mai comod de lucrat cu relaţia de calcul astfel obţinută.

Diametrul semifabricatului plan în funcţie de diametrul sculelor de ambutisare se exprimă cu relaţia :

$$D=\frac{d}{m}, \qquad (12)$$

unde m este coeficientul de ambutisare pentru prima operaţie.

Pe baza acestei relaţii, ecuaţia (11) obţine următoarea formă finală :

$$r_m^2+\left(\frac{2\pi d+80}{4{,}56}\right) r_m-\frac{1}{4{,}56}\left[\frac{d^2}{m^2}- -(1{,}142\, d^2+40\, d+400)\right]=0. \qquad (13)$$

Aceasta este relaţia generală care exprimă dependenţa razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, de coeficientul de ambutisare şi de diametrul pieselor după prima operaţie. Rezolvînd-o, se obţine ;

$$r_m=-\frac{\pi d+40}{4{,}56}\pm \pm\sqrt{\left(\frac{\pi d+40}{4{,}56}\right)^2+\frac{1}{4{,}56}\left[\frac{d^2}{m^2}-(1{,}142 d^2+40\, d+400\right]} \qquad (14)$$

sau :

$$r_m=-\frac{\pi d+40}{4{,}56}\pm\frac{\pi d+40}{4{,}56}\cdot \cdot\sqrt{1+\frac{\left[\frac{d^2}{m^2}-(1{,}142\, d^2+40\, d+400)\right]}{4{,}56\left(\frac{\pi d+40}{4{,}56}\right)^2}}. \qquad (15)$$

Din punct de vedere practic, convine soluţia pozitivă :

$$r_m=-\frac{\pi d+40}{4{,}56}+\frac{\pi d+40}{4{,}56}\cdot \cdot\sqrt{1+\frac{\left[\frac{d^2}{m^2}-(1{,}142\, d^2+40\cdot d+400)\right]}{4{,}56\left(\frac{\pi d+40}{4{,}56}\right)^2}}. \qquad (16)$$

Aşadar, după cum rezultă din această relaţie, raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare în cazul cînd se folosesc matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor este într-adevăr funcţie de d şi m.

În scopul rezolvării acestei ecuaţii se fac următoarele notaţii :

$$\frac{\left[\frac{d^2}{m^2}-(1{,}142\, d^2+40\, d+400)\right]}{4{,}56\left(\frac{\pi d+40}{4{,}56}\right)^2}=x^2; \qquad (17)$$

$$\sqrt{1+x^2}=f(x), \qquad (18)$$

iar funcţia $f(x)$ se dezvoltă în serie Mac-Laurin :

$$f(x)=f(0)+\frac{x}{1!}\overset{(1)}{f}(0)+\frac{x^2}{2!}\overset{(2)}{f}(0)+\ldots \qquad (19)$$

În scopul obţinerii unei precizii corespunzătoare, este necesară utilizarea mai multor termeni ai seriei, inclusiv cel de ordinul 8. Valorile acestor termeni se determină prin derivarea succesivă a funcţiei.

$$f(0)=1;$$

$$\overset{(1)}{f}(x)=\frac{x}{\sqrt{(1+x^2)}}; \quad \overset{(1)}{f}(0)=0;$$

$$\overset{(2)}{f}(x)=\frac{1}{(1+x^2)^{3/2}}; \quad \overset{(2)}{f}(0)=1;$$

$$\overset{(3)}{f}(x)=\frac{-3x}{(1+x^2)^{5/2}}; \quad \overset{(3)}{f}(0)=0. \qquad (20)$$

În mod analog se determină şi ceilalţi termeni :

$$\overset{(4)}{f}(0)=-3;$$

$$\overset{(5)}{f}(0)=0;$$

$$\overset{(6)}{f}(0)=45;$$

$$\overset{(7)}{f}(0)=0;$$

$$\overset{(8)}{f}(0)=-495. \qquad (20\ a)$$

În acest caz, pe baza relaţiilor (18) şi (19) se obţine :

$$\sqrt{1 + x^2} = 1 + \frac{1}{2!}x^2 - \frac{3}{4!}x^4 + \frac{45}{6!}x^6 - \frac{495}{8!}x^8. \qquad (21)$$

Ţinîndu-se seamă de ecuaţia (17), relaţia (21) devine :

$$1 + \frac{\left[\dfrac{d^2}{m^2} - (1{,}142\, d^2 + 40\, d + 400)\right]}{4{,}56\left(\dfrac{\pi d + 40}{4{,}56}\right)^2} =$$

$$= 1 + \frac{x^2}{2} - \frac{x^4}{8} + \frac{x^6}{16} - \frac{x^8}{80}. \qquad (22)$$

În baza acestei relaţii, formula prin care se determină raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare capătă forma :

$$r_m = \frac{\pi d + 40}{4{,}56} \cdot \frac{x^2}{80}\,(40 - 10\, x^2 + 5x^4 - x^6). \qquad (23)$$

Relaţia (23) permite calcularea razei plăcii de ambutisare, dîndu-se diferite valori diametrului d şi coeficientului de ambutisare m. Deoarece utilizarea în practică a relaţiei astfel stabilite este dificilă, aceasta se va prelucra în continuare, pentru valori mai uzuale ale diametrului pieselor de ambutisat şi coeficientului de ambutisare, în scopul găsirii unei forme mai simple.

Piesele (semifabricatele) ce se obţin mai eficient prin ambutisare cu matriţe ce au sistemul de strîngere combinat prezintă un diametru relativ mare după prima operaţie. De aceea, în scopul soluţionării ecuaţiei menţionate, se vor considera pentru diametrul acestor piese (semifabricate) următoarele valori :

$$d = (80 \ldots 230 \text{ mm}). \qquad (24)$$

Dată fiind majorarea gradului de deformare a materialului semifabricatului în cazul ambutisării cu astfel de matriţe, se consideră ca valori normale ale coeficientului de ambutisare, cînd semifabricatele sînt obţinute din tablă de oţel de producţie indigenă, cele cuprinse între limitele :

$$m = (0{,}40 \ldots 0{,}50). \qquad (25)$$

Nu trebuie apreciată ca fiind exagerat de mică valoare minimă a acestui coeficient, deoarece valoarea minimă admisibilă a coeficientului de ambutisare pentru prima operaţie, indicată în literatura de specialitate ($m = 0{,}42$), se referă la deformarea în cazul utilizării plăcilor de ambutisare cu raze de curbură foarte mici.

Analizînd-se valorile adoptate, rezultă că studiul se face pentru o gamă destul de mare a diametrelor semifabricatelor plane, între 160 şi 575 mm.

În scopul unei mai simple rezolvări a ecuaţiei (23), necunoscuta x^2 a fost determinată separat în funcţie de d şi m, valorile acesteia fiind date în tabela 1.

Tabela 1

Nr. crt.	m	d, mm					
		80	110	140	170	200	230
		x^2					
1	0,40	1,570	1,750	1,862	1,932	2,000	2,038
2	0,42	1,380	1,530	1,638	1,700	1,771	1,795
3	0,44	1,195	1,348	1,450	1,512	1,558	1,592
4	0,46	1,042	1,180	1,268	1,328	1,375	1,405
5	0,48	0,913	1,038	1,122	1,168	1,220	1,249
6	0,50	0,794	0,915	0,992	1,048	1,081	1,120

În diagramele din figurile 3 şi 4 sînt prezentate valorile razei plăcii de ambutisare, calculate cu relaţia (23). Aceste rezultate arată că pentru o anumită valoare a coeficientului de ambutisare raza de rotunjire admisibilă a muchiei plăcii de ambutisare creşte cu mărirea diametrului pieselor de ambutisat.

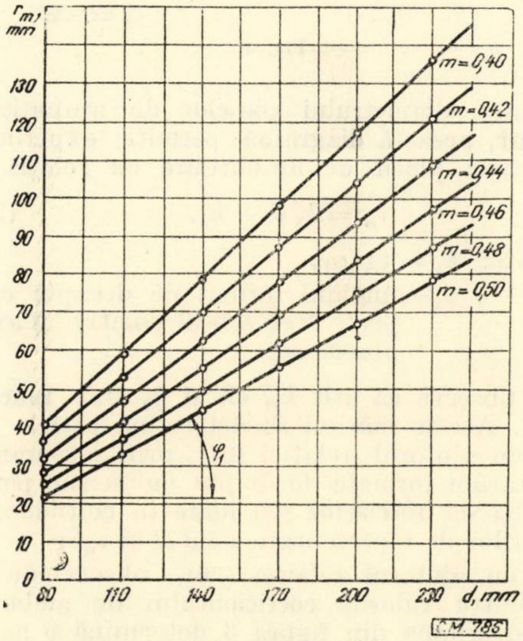


Fig. 3

Cu creşterea coeficientului de ambutisare, pentru acelaşi diametru al pieselor de ambutisat, această rază scade.

Diagramele mai arată că raza plăcii de ambutisare are o variaţie mai accentuată în funcţie de diametrul d decît în funcţie de coeficientul de ambutisare m. Această concluzie rezultă şi direct din interpretarea ecuaţiei (16).

Din figura 3 se observă că, pentru un anumit coeficient de ambutisare dat, raza plăcii de ambutisare variază liniar în funcţie de mărimea diametrului pieselor de ambutisat. Aşadar, această diagramă permite experimarea razei plăcii de ambutisare cu relaţia:

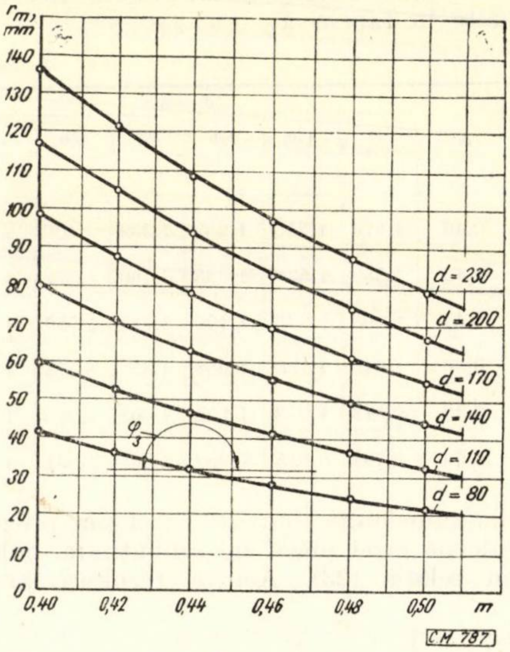


Fig. 4

$$r_m = k_1 d - k_2, \qquad (26)$$

în care: $k_1 = \text{tg}\ \varphi_1$;

φ_1 — unghiul format de dreapta respectivă cu sensul pozitiv al axei absciselor.

Se observă că atît k_1, cît şi k_2 sînt funcţii de m. Aceste mărimi se determină astfel:

k_1 cu ajutorul relaţiei (27), prin măsurarea unghiurilor formate de drepte cu sensul pozitiv al axei absciselor (cu luare în considerare a scărilor de reprezentare a lui d şi r_m);

k_2 cu ajutorul relaţiei (26), observîndu-se că pentru valorile coeficientului de ambutisare diagrama din figura 3 determină o anumită valoare a razei plăcii de ambutisare.

De exemplu, pentru $d = 880$ mm şi $m = 0{,}5$ se obţine:

$$22 = k_1 80 - k_2.$$

Din figura 3 rezultă:

$$k_1 = \text{tg}\ \varphi_1 = \frac{56{,}8}{150} = 0{,}372, \qquad (27)$$

de unde:

$$k_2 = 0{,}372 \cdot 80 - 22 = 7{,}8.$$

Procedînd astfel pentru toate dreptele din figura 3, se obţin valorile coeficienţilor k_1 şi k_2 pentru domeniul studiat (tabela 2).

Tabela 2

m	0,40	0,42	0,44	0,46	0,48	0,50
k_1	0,635	0,570	0,512	0,458	0,414	0,372
k_2	10	9,4	8,9	8,5	8,1	7,8

Analiza curbelor din figura 4 indică, cu suficientă precizie pentru practică, o variaţie liniară a razei plăcii de ambutisare în funcţie de m, pentru un anumit diametru al pieselor de ambutisat. Evident, această observaţie este valabilă pentru domeniul cercetat.

În baza acestei aproximări, diagrama din figura 4 permite scrierea relaţiei:

$$r_m = -k_3 m + k_4, \qquad (28)$$

unde: $-k_3 = \text{tg}\ \varphi_3$;

φ_3 — unghiul format de dreapta de aproximare respectivă cu sensul pozitiv al axei absciselor (şi aici se vor avea în vedere scările de reprezentare a lui m şi r_m).

Determinarea lui k_4 este analogă cu determinarea lui k_2.

Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabela 3.

Tabela 3

d	80	110	140	170	200	230
k^8	190	268	340	420	490	560
k_4	116	165	214	264	310	355

Din cele menţionate rezultă că, pentru determinarea razei plăcii de ambutisare, se pot folosi relaţiile (23) şi (26), precum şi relaţia de aproximare (28). Dată fiind forma lor simplă, ultimele două relaţii sînt mai accesibile calculului. Dintre aceste două se recomandă a se utiliza relaţia (26), deoarece, pe lîngă faptul că prezintă o precizie de calcul mai mare, diametrul pieselor de ambutisare d, prezent în relaţia respectivă, constituie un parametru constructiv de bază al sculei cu care are directă legătură raza ce urmează a fi determinată.

Trebuie observat că ambele relaţii (26) şi (28) indică dependenţa $r_m = f(d, m)$. Aparent, aceste relaţii indică o dependenţă a razei numai de d, respectiv de m, însă aşa cum rezultă din tabelele 2 şi 3 coeficienţii k_1, k_2 şi k_3, k_4 sînt funcţii de m, respectiv de d.

Rezultatele obţinute, concretizate în final prin relaţia (26) sau (28), corespund cazului general cînd inelul profilat de strîngere acoperă complet porţiunea curbilinie a plăcii de ambutisare (fig. 1), sistem constructiv obligatoriu în cazul cercetărilor experimentale de laborator. Experienţa practică de uzină confirmă faptul că în fabricaţia de serie este mai accesibilă construcţia matriţelor cu sistem combinat de strîngere cînd inelul profilat realizează şi deformarea parţială a semifabricatului (fig. 5) la cursa premergătoare strîngerii. În acest caz, suprafaţa semifabricatului suprapus peste porţiunea curbilinie a plăcii de ambutisare, în momentul cînd inelul profilat de strîngere intră în acţiune, este mult mai mică decît în cazul general studiat. De aceea, totdeauna cînd se adoptă asemenea soluţii constructive, raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, determinată cu una din relaţiile arătate, se poate majora, dacă este necesar, cu 20... 30%, după cum unghiul α (fig. 5) va fi mai mare sau mai mic.

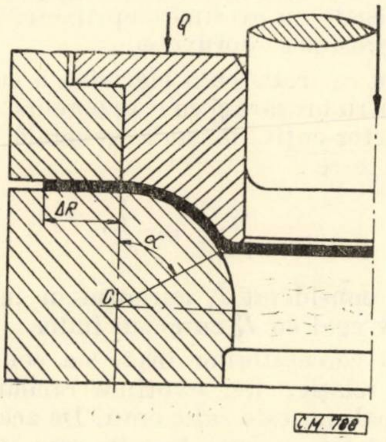


Fig. 5

Dacă în cazul ambutisării cu matriţe de construcţie obişnuită a pieselor din tablă subţire valoarea maximă a razei plăcii de ambutisare era limitată la 15 ... 20 mm, astfel încît lungimea de piesă cutată după ambutisare să fie cît mai mică, se observă că în cazul ambutisării cu matriţe ce au sistemul de strîngere a semifabricatelor combinat, valoarea admisibilă a acestei faze depăşeşte chiar şi 100 mm.

Pentru cazurile cînd din calcul vor rezulta valori foarte mari ale razei plăcii de ambutisare, de exemplu pentru diametre mari ale pieselor de ambutisat şi valori mici ale coeficientului de ambutisare, se pot adopta valori mai mici ce nu depăşesc 60 ... 80 mm. Asemenea mărimi ale razei permit realizarea unui grad de deformare a materialului semifabricatului, sensibil majorat. Pe de altă parte, adoptarea unor valori mai mici decît cele reieşite din calcul pentru razele mari are avantajul că asigură o lăţime mai mare a flanşei plane a semifabricatului în momentul cînd intră în acţiune şi inelul profilat de strîngere. În acest fel, sporeşte siguranţa în exploatare a matriţelor de ambutisare a pieselor de dimensiuni mari.

Raza de rotunjire a muchiei poansonului în cazul matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor nu se mai poate raporta, valoric, la mărimea razei plăcii de ambutisare. Mărimea acestei raze se va adopta maximă, astfel încît procesul de ambutisare să se desfăşoare în condiţii mai bune. Ea se va calcula în funcţie de diametrul pieselor de ambutisat şi de coeficientul de ambutisare de la operaţia ulterioară. În acest scop se va folosi relaţia (9).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kaczmarek, E.* Die praktische Stanzerei. Berlin, Springer, 1954.

[2] *Malov, A. N.* Tehnologhia holodnoi ştampovki. Moscova. Oboronghiz, 1963.

[3] *Romanovski, V. P.* Spravocinik pe holodnoi ştampovko, Moscova, Maşinostroenie, 1965.

[4] *Zubtov, M. E.* Listovaia ştampovka. Moscova, Maşghiz, 1958.

CZ 621.791.367 :621.9.025.7

Considerații asupra variației randamentului electroenergetic la brazarea prin inducție a plăcuțelor din carburi metalice

Grigore NICULESCU

După cum se știe, caracteristicile tehnice ale carburilor metalice variază în funcție de creșterea de temperatură, atît în cazul brazării, cît și în timpul prelucrării de așchiere.

Cercetarea întreprinsă s-a referit numai la cazul brazării plăcuțelor de carburi metalice pe cuțite de strung, folosind curenți de inducție de medie frecvență. Unul dintre scopurile acestei cercetări a fost de a stabili în ce măsură variația de temperatură a caracteristicilor tehnice specifice ale carburilor metalice influențează randamentul electroenergetic pe timpul încălzirii inductive, precum și de a deduce concluziile practice corespunzătoare.

Experimentările s-au făcut atît cu plăcuțe de metal dur (SIT, H1, G1) de formă A (B)25, brazate pe suporți de oțel de secțiune 32 × 35 mm cu foițe de cupru de 0,5 mm, cît și cu epruvete 5 × 5 mm sinterizate din pulbere corespunzătoare acelorași sortimente P 10, K 10, K 20. Încălzirea inductivă s-a realizat în aceleași condiții (inductor cu o singură spiră protejat în material refractar, frecvența 8 000 Hz, putere la inductor 25 kW, cos φ compensat 0,80, timp de încălzire 40 s) pentru toate lipirile pe cuțite de așchiere. În figura 1 se arată schema încălzirii inductive, iar în figura 2, inductoarele folosite. Pentru epruvetele de carburi metalice de secțiune 5 × 5 mm s-au folosit aceiași parametri electrotermici; încălzirea s-a făcut în inductor cu mai multe spire, iar brazarea s-a făcut pe suporți de grosimi egale cu grosimea epruvetei sau de două ori grosimea epruvetei.

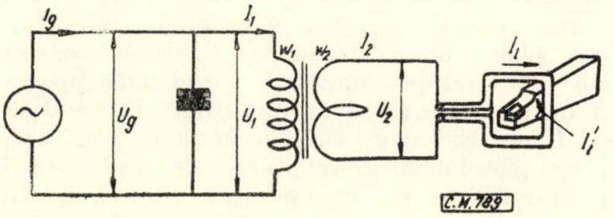


Fig. 1

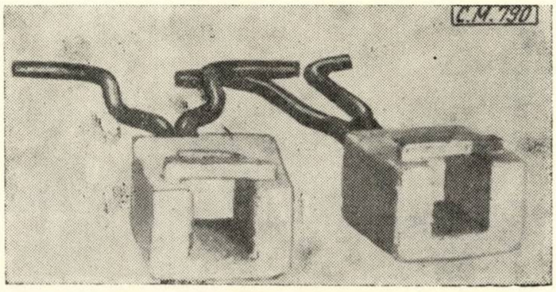


Fig. 2

Notînd cu r_2' rezistența electrică a cuțitului pregătit pentru brazare și cu r' rezistența ansamblului inductor-cuțit, formula generală a randamentului este :

$$\eta_e = \frac{r_2' \cdot I_i^2}{r' \cdot I_i'^2} \cong \frac{r_2'}{r'}, \tag{1}$$

în care s-a considerat I_i curentul în inductor aproximativ egal cu I_i' curentul indus.

În cadrul cercetătorilor însă, s-a considerat că această relație, deși exprimă randamentul în mod global, nu este suficientă. De aceea, s-a recurs la relația de mai jos, în care intervin mărimile electrice specifice ale celor trei componente, și anume φ_i, rezistivitățile electrice, și μ_i, permeabilitățile magnetice ;

$$\eta_e = \frac{1}{1 + G\sqrt{\frac{\mu_1 \rho_2}{\mu_2 \rho_1}}}, \tag{2}$$

unde G este o funcție de formă dependentă de secțiunea țevii de cupru a inductorului și de distanța pînă la piesa de încălzit.

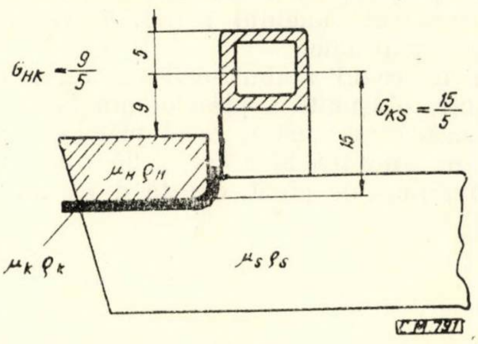


Fig. 2

Indicii se referă la cele trei medii de brazat (oțel, cupru, carbură metalică).

Fenomenele au fost analizate pe elementele de brazat, două cîte două (fig. 3), și anume :

— ansamblul carbură metalică — foiță de cupru (indicii H, respectiv K) unde permeabilitatea] magnetică a carburii de wolfram μ_H și a cuprului μ_K sînt egale cu 1, ambele materiale fiind nemagnetice ;

— ansamblul foiță de cupru — suport de oțel (indicii K, respectiv S).

Valorile ρ şi μ ce intervin în calcule, pentru cele trei materiale de brazat (cupru-oţel-carbură metalică), au fost cele indicate de literatura de specialitate [2].

Tabela 1

Detalii	°C 100	200	300	400	600	1000	1200
$\rho_H \cdot 10^6$, $\mu\Omega$ cm	6,9		8,4		16,5	25,7	
$\rho_K \cdot 10^6$, $\mu\Omega$ cm	2,34		4,05		5,76	9,6	
$\eta_{HK} = \dfrac{1}{1+1{,}8\sqrt{\dfrac{\rho_H}{\rho_K}}}$	0,24		0,28		0,24	0,26	
μ_S	40	40	40	40	40	1	1
$\rho_S \cdot 10^6$, $\mu\Omega$ cm	25	33	43	52	79	122	130
$\eta_{SK} = \dfrac{1}{1 + 3\sqrt{\dfrac{\rho_K}{\eta_S \rho_S}}}$	0,985	0,99	0,985	0,985	0,983	0,57	0,45
η_e	0,61		0,63		0,61	0,41	

Randamentele parţiale, pentru cuplul carbură metalică-cupru, cuplul oţel-cupru, şi randamentul total sînt arătate în tabela 1, iar diagrama curbelor de variaţie în figura 4.

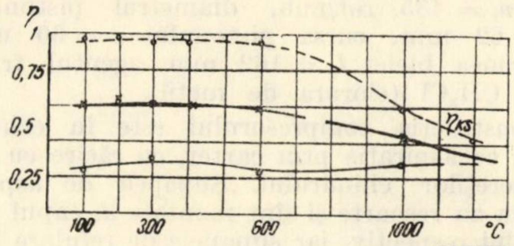


Fig. 4

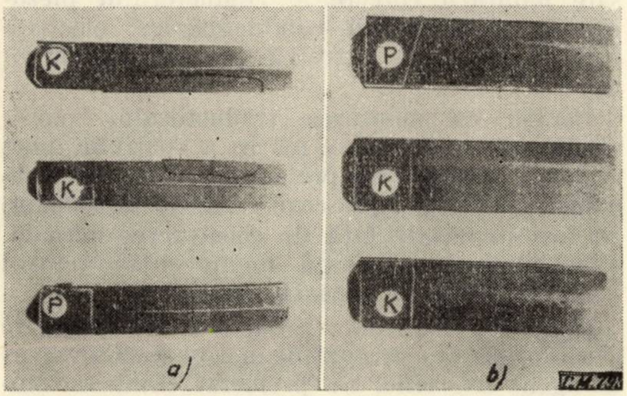


Fig. 5

Aspectul epruvetelor brazate pe suporţi de grosime egală şi dublă, după răcire, este arătat în figurile 5,*a* şi 5,*b*. Se observă cum epruvetele din figura 5,*a* s-au curbat în aşa măsură încît au plesnit. Direcţia rupturii este de circa 2/3 perpendiculară pe suprafaţa de brazare, datorită tensiunilor interne formate din forţe de încovoiere şi tracţiune, iar — în continuare — paralelă cu aceasta, ca rezultat al forţelor tangenţiale de forfecare. Epruvetele din figura 5,*b*, care au fost brazate pe suporţi de grosime dublă, s-au încovoiat mult mai puţin şi au suportat tensiunile interne.

Analizînd curbele randamentelor parţiale din figura 4, se observă că randamentul cuplului carbură metalică-cupru este redus şi constant, chiar şi la temperaturi înalte, deoarece permeabilitatea magnetică a materialelor este egală cu 1. În schimb, randamentul cuplului cupru-oţel este foarte ridicat, în special la temperaturi sub punctul Curie. În ansamblu, randamentul total al mediului trimetalic brazat este mai ridicat la temperaturi sub 780°C, prezentînd o scădere accentuată la temperaturi mari.

Concluziile aplicative ale acestei interpretări fundamentează următoarele considerente practice în conducerea încălzirii inductive pentru brazare :

— este avantajos ca suportul de oţel să fie încălzit direct, urmînd ca plăcuţa de metal dur să se încălzească prin transfer secundar de putere, ceea ce concordă cu proprietăţile specifice ale plăcuţei ;

— folosirea materialelor de lipit cu punct de topire sub punctul Curie este mai indicată, randamentul fiind mai ridicat decît la temperaturi peste 780°C ;

— grosimea minimă a suportului sculelor de aşchiere trebuie să fie de trei ori mai mare decît grosimea plăcuţei folosite, pentru ca tensiunile interne remanente după brazare să fie cu totul nepericuloase atît pentru rigiditatea îmbinării, cît şi pentru comportarea în exploatare.

Concluzia referitoare la folosirea materialelor de lipit cu punct de topire sub punctul Curie are, totuşi, un caracter de recomandare. Sînt numeroase cazurile în care se preferă îmbinări mult mai solide, ca de exemplu la sculele aşchietoare la care s-a recurs la foiţe de lipit combinate (cupru-nichel-cupru sau inserţii de sită de fier). Deci, recurgerea la materiale de lipit pe bază de argint se face numai atunci cînd rezistenţa stratului brazat nu trebuie să fie prea mare. În afară de acestea, mai intervin şi consideraţii de ordin economic, deoarece amortizarea lipirii cu brazuri pe bază de argint se face diferit de cazul brazărilor cu cupru, în funcţie de condiţiile locale.

De exemplu, la cuţitul de aşchiere analizat (32 × 35 mm), încălzirea pentru lipire cu foiţă de cupru a durat 40 s, iar cu aliajul Metta numai 30 s. Diferenţa de 10 s, în cazul unei producţii de mare serie, va însuma un timp apreciabil căruia îi corespunde şi o energie destul de însemnată. De aici, rezultă că în folosirea aliajelor de lipit cu punct de topire sub punctul Curie, care teoretic este mai indicată, intervine un compromis dictat de solicitările la care îmbinarea lipită va fi supusă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Radu, S. K., Zamfirescu Cristina, Niculescu, Gr.* şi *Oravitz, Gh.* Cercetări privind tehnologia elaborării, prelucrării şi durabilităţii plăcuţelor din carburi metalice sinterizate pentru aşchierea oţelurilor. În : Cercetări metalurgice, nr. 8, 1967.

[2] *Samov, A. S.* şi *Bodjakov, B. A.* Proectirovannie i expluataţiia vîscociastotnlh ustanovok. Moscova, Maşghiz, 1961.

CZ 621.574.:621.51

Unele aspecte privind diagramele indicate ale compresoarelor frigorifice în echicurent

Marieta GRIGORIU

Crearea şi dezvoltarea de noi construcţii de compresoare frigorifice, ca şi mărirea randamentului celor existente, sînt indisolubil legate de aplicarea celor mai noi metode de studiu, printre care un loc important îl ocupă studiul pe baza diagramelor indicate. Această metodă care dă posibilitatea de a analiza procesul de comprimare din compresor atît calitativ, cît şi cantitativ, este foarte puţin (sau în unele cazuri de loc) utilizată de uzinele constructoare de compresoare frigorifice. Principalele cauze ale neglijării acestei importante metode de studiu experimental constau, pe de o parte, în dificultăţile constructive ce le ridică amplasarea prizei şi traductorului indicatorului în cilindru — mai ales la compresoarele frigorifice mici — iar pe de altă parte în agresivitatea unor agenţi frigorifici (de exemplu amoniacul) faţă de unele metale şi chiar faţă de unele materiale de izolaţie electrică. Aceste dificultăţi pot fi însă rezolvate de la caz la caz, atît prin adaptarea corespunzătoare a construcţiei compresoarelor existente, cît mai ales prin includerea acestei preocupări încă în stadiul de proiectare a compresoarelor frigorifice.

Datorită spaţiului mort redus şi turaţiilor ridicate ale compresoarelor frigorifice actuale, se exclude posibilitatea utilizării indicatoarelor mecanice obişnuite. În schimb cu indicatoarele electrice se obţin bune rezultate, îndeosebi cu cele piezoelectrice.

Ridicarea diagramelor indicate, la care se referă acest articol, s-a efectuat cu ajutorul unui indicator piezoelectric pe un compresor de fabricaţie I.I.S. Frigocom-Bucureşti, avînd următoarele caracteristici tehnice : puterea frigorifică $Q_0 = 2\ 000$ kcal/h (la $\theta_0 = -10°C$ şi $\theta_0 = \pm 25°C$), numărul de cilindri $i = 2$, turaţia $n_c = 435$ rot/min, diametrul pistonului $D = 62$ mm, cursa pistonului $c = 60$ mm, lungimea bielei $l_b = 162$ mm, agentul frigorific CH_3Cl (clorura de metil).

Construcţia compresorului este în echicurent, cu aspiraţia prin carter, cu răcire cu aer a pereţilor cilindrului. Supapele de aspiraţie nu au resoarte şi sînt montate în capul pistonului respectiv, iar supapele de refulare sînt montate într-o placă specială.

În vederea pregătirii compresorului pentru ridicarea diagramelor indicate, s-au făcut unele modificări în construcţia compresorului, necesare montării corecte a traductorului piezoelectric şi protejării conductoarelor electrice faţă de acţiunea agresivă a agentului frigorific.

Pentru ca montarea traductorului piezoelectric să nu ducă la o mărire a spaţiului mort al compresorului, s-a prelucrat o placă specială a supapelor (fig. 1), la care supapele de refulare au fost deplasate faţă de construcţia actuală, astfel încît să se poată monta şi traductorul piezoelectric *1* la această placă.

Pentru a se izola traductorul piezoelectric şi cablul electric de spaţiile în care se află vapori de agent frigorific, s-a prelucrat chiulasa compresorului în mod corespunzător şi s-au introdus dispozitivele de etanşare necesare (fig. 2).

Întrucît pentru compresorul încercat raportul dintre raza manivelei r şi lungimea bielei l_b este 1 : 5, 4, s-au ridicat diagramele indicate în coordonate $p - \alpha$ (α fiind unghiul de rotaţie al manivelei) şi au fost transpuse apoi în coordonate $p - v$, utilizînd expresia exactă a deplasării pistonului în funcţie de unghiul de rotaţie al manivelei.

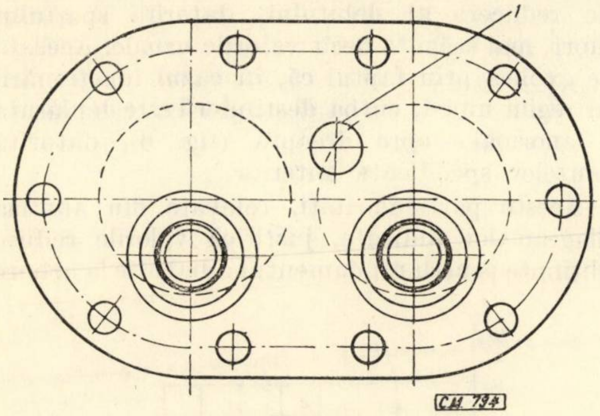


Fig. 1

Din analiza diagramelor indicate, ridicate în cadrul unor încercări experimentale efectuate pe standul de încercări din Laboratorul de termotehnică şi maşini termice de la Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej" din Bucureşti, precum şi din analiza prelucrării acestor diagrame, s-au relevat o serie de particularităţi caracteristice tipului compresorului încercat.

Astfel, în cazul compresorului în echicurent încercat (fără resoarte la supapa de aspiraţie), curba de aspiraţie (fig. 3, *a*) prezintă cu totul altă alură faţă de cea cunoscută (fig. 3, *b*) a diagramelor indicate ale compresoarelor cu resoarte la supapa de aspiraţie. Curba de aspiraţie redă, într-o anumită măsură, alura curbei de variaţie a vitezei pistonului în funcţie de unghiul de rotaţie al manivelei, fără a prezenta acel vîrf de depresiune necesar învingerii inerţiei la deschidere a supapei de aspiraţie (punctul *a* în fig. 3, *b*).

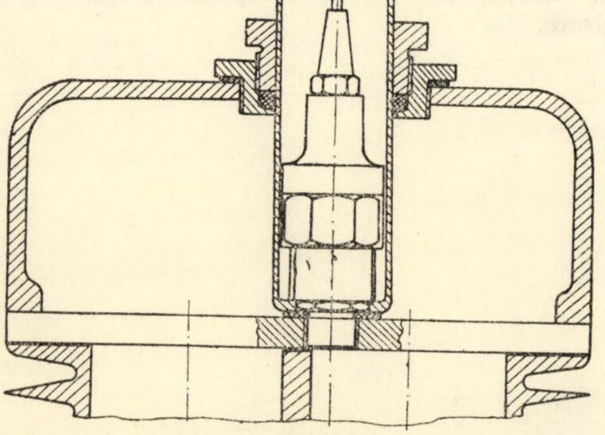
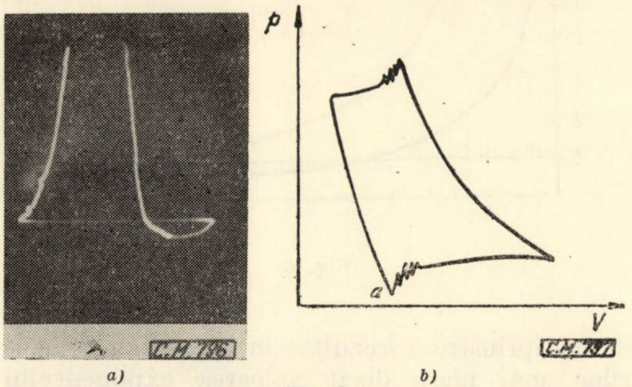


Fig. 2

O particularitate care se relevă la un număr important de diagrame indicate, ridicate pentru acest tip de compresor frigorific cu aspiraţia prin carter, este aspectul neregulat (zimţat) al curbelor de destindere şi de comprimare (fig. 4).

Aspectul zimţat al curbei de destindere se explică, pe de o parte, prin funcţionarea defectuoasă a acestui tip de compresor în echicurent, la care supapa de aspiraţie (plasată în capul pistonului) — neavînd resoarte — se deschide datorită inerţiei în timpul cursei de destindere, producîndu-se astfel o curgere inversă a vaporilor din cilindru în linia de aspiraţie.

Pe de altă parte, aspectul neregulat al curbelor de destindere şi comprimare se datoreşte mai ales funcţionării în regim umed a acestui compresor în echicurent cu aspiraţia prin carter. În acest caz, la trecerea din conducta de aspiraţie în carter, vaporii îşi micşorează viteza şi picăturile de lichid se separă şi se depun în baia de ulei din carter. Aici, temperatura fiind mai ridicată, se produce — în mod neregulat — vaporizarea agentului frigorific lichid depus, ceea ce duce la creşteri brusce ale presiunii din carter ce provoacă deschiderea supapei de aspiraţie chiar şi în timpul cursei de comprimare. Astfel se produc curgeri accidentale ale vaporilor din carter în cilindrul compresorului, care dau aspectul zimţat al curbelor de comprimare şi destindere.



a) *b*)

Fig. 3

În ceea ce priveşte aspectul curbei de refulare, la unele regimuri s-a relevat funcţionarea defectuoasă a resoartelor supapelor de refulare, manifestată prin alura cunoscută a curbei de refulare cu oscilaţii şi vîrfuri mari de presiune datorită inerţiei la deschidere a supapei de refulare (fig. 5).

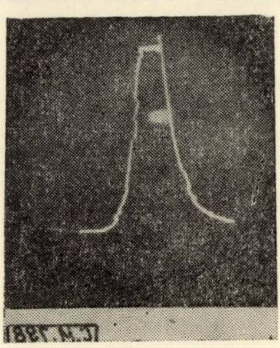


Fig. 4

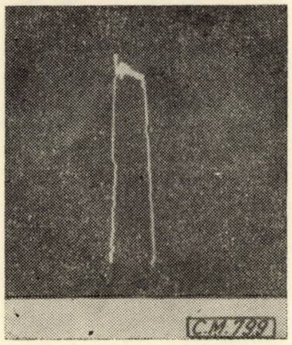


Fig. 5

Rezultatele prelucrării diagramelor indicate ridicate au dus, de asemenea, la determinarea unor aspecte caracteristice. Astfel, valoarea exponentului politropic mediu pentru curba de comprimare a rezultat în majoritatea cazurilor mai mare decît valoarea exponentului adiabatic ($\varkappa = 1,2$ pentru clorura de metil), iar valoarea exponentului politropic mediu pentru curba de destindere a rezultat în general mai mică decît 1 (mai mică decît valoarea exponentului izotermic). Aceste rezultate se datoresc răcirii defectuoase a cilindrului compresorului, care este dotat cu aripioare, dar nu este prevăzută nici o modalitate de activare a circulației aerului.

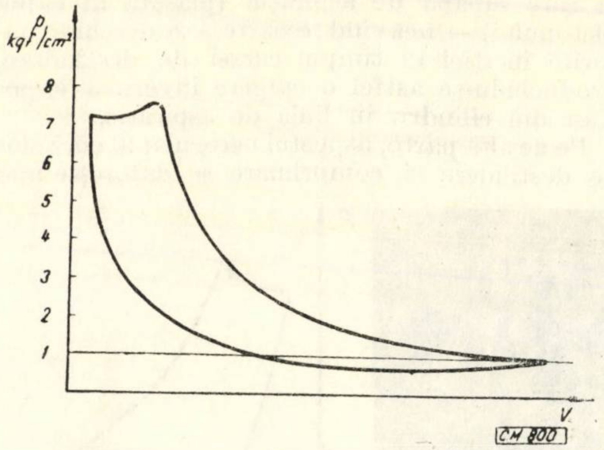


Fig. 6

Pe de altă parte, în cazul funcționării în regim umed, exponentul politropic mediu pentru curba de destindere a rezultat la valori foarte scăzute, ceea ce a dus la valori ale coeficientului de reducere al debitului, datorită spațiului mort, mai scăzute decît valorile uzuale. Aceasta se explică prin faptul că, în cazul funcționării în regim umed, curba destinderii este deplasată — anormal — spre dreapta (fig. 6), datorită cauzelor specificate anterior.

Aceste particularități, relevate din analiza diagramelor indicate, justifică valorile reduse obținute pentru randamentul adiabatic la arbore

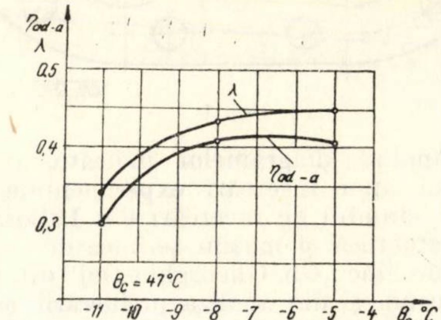


Fig. 7

și pentru coeficientul de debit al compresorului, ale căror curbe de variație — ridicate în cadrul încercărilor efectuate — sînt redate în figura 7, în funcție de valorile temperaturii de vaporizare.

CZ 621.986

Contribuţii la prelucrarea pieselor de revoluţie profilate prin metoda rulării

Ioan DIMA

În cazul fabricaţiei de serie, unele piese cu diverse profiluri complicate se pot prelucra prin metoda rostogolirii cu ajutorul unui cuţit profilat înfăşurător.

Astfel, de exemplu, se pot prelucra suprafeţe foarte complicate, ca sferice, toroidale, sau combinate ale acestora, conice, cilindrice, cu un cuţit înfăşurător, concentrîndu-se mai multe operaţii într-una singură.

Se poate folosi deci o singură maşină, un singur dispozitiv, la prelucrarea piesei dintr-o singură prindere. În plus, dispozitivele folosite se pot utiliza şi la alte piese asemănătoare, dar de dimensiuni diferite.

Pentru uşurarea procesului de aşchiere se poate împărţi adaosul de prelucrare în două treceri, în acest caz fiind necesare două scule, una de degroşare şi alta de finisare.

Această metodă poate fi utilizată cu succes în special la piesele de dimensiuni mici şi mijlocii.

În figurile 1,*a*, 1,*b*, 1,*c* şi 1,*d* sînt arătate cîteva exemple de piese care se pot prelucra cu succes prin această metodă. Baza teoretică a acestei metode de prelucrare constă în înfăşurarea reciprocă a profilurilor sculei şi piesei datorită rostogolirii fără alunecare a centroidei imaginare a sculei peste centroida piesei de prelucrat.

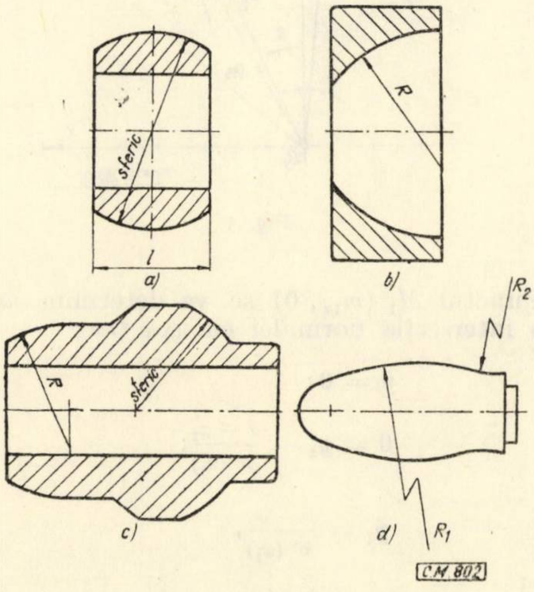


Fig. 1

Pentru ca procesul de aşchiere să existe, este necesară o mişcare principală de aşchiere (de rotaţie a piesei în jurul axei sale).

La rotaţia semifabricatului, între acesta şi sculă trebuie să mai existe o mişcare relativă compusă din două mişcări concomitente, de rotaţie şi de translaţie, ale sculei, cu ajutorul cărora se generează treptat profilul dorit al piesei.

Principial, acestea se pot realiza în două variante:

— avans circular şi viteză de avans longitudinală, ambele la sculă;

— avans circular la sculă şi avans longitudinal la piesă.

În ambele cazuri, mişcarea principală de aşchiere este executată de piesă, independent de mişcările sculei.

Viteza de avans de translaţie a sculei (piesei) trebuie deci să fie egală cu viteza liniară de la periferia cercului de rostogolire al sculei:

$$V_t = V_s,$$

unde:

$$V_t = n_c p_c,$$

$$V_s = 2\pi R_s n_s,$$

în care:

n_c este turaţia şurubului conducător al mecanismului de avans longitudinal;

p_c — pasul şurubului conducător al acestui mecanism;

R_s — raza cercului de rostogolire al sculei;

n_s — turaţia sculei;

$$n_c p_c = 2\pi R_s n_s$$

sau

$$\frac{n_s}{n_c} = \frac{p_c}{2\pi R_s} = i_R. \qquad (1)$$

Relaţia (1) reprezintă formula de reglare a lanţului cinematic. Din punct de vedere tehnologic, viteza relativă a translaţiei trebuie să respecte relaţia:

$$V_t = s\, n_p,$$

unde:

s este avansul optim de lucru;

n_p — turaţia piesei.

La cinematica profilurilor de înfăşurare reciprocă, în punctele de contact, normalele şi tangentele duse la cele două profiluri conjugate sînt comune şi trec prin centrul instantaneu de rotaţie.

Metoda stabilirii profilurilor cuţitului constă în stabilirea coordonatelor profilului cuţitului în funcţie de coordonatele profilului piesei. Grafic, construcţia profilului este identică cu construcţia profilului conjugat unui profil dat, la angrenare prin metoda Reuleaux [2].

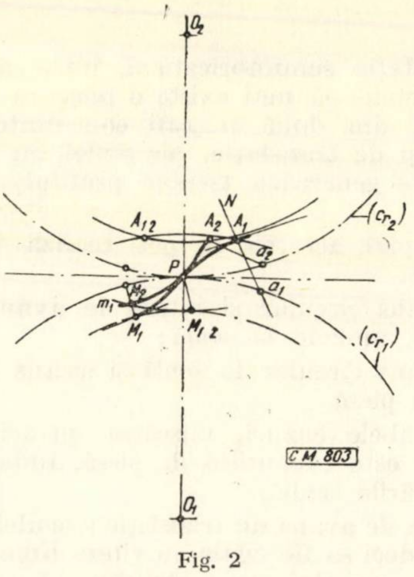


Fig. 2

În figura 2 este dat un exemplu de construcţie grafică a profilului conjugat unui profil dat.

Determinarea profilului sculei. Fiind dat profilul piesei de prelucrat, se stabileşte dreapta de rostogolire c_{r_1} a piesei. Unele principii care stau la baza stabilirii cercului de rostogolire sînt date în literatura de specialitate [1], dar în cele ce urmează vor fi analizate în mod amănunţit.

În cazul considerat, centroida piesei este o dreaptă şi deci procesul de aşchiere reproduce angrenarea unei roţi dinţate cu o cremalieră.

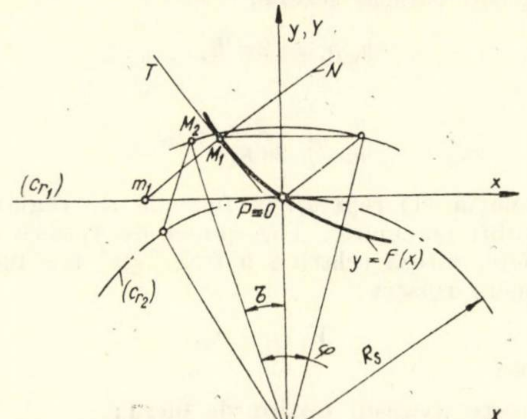


Fig. 3

Analitic, profilul cuţitului se determină plecînd de la construcţia grafică, luînd un punct de pe profilul piesei şi stabilindu-i coordonatele (fig. 3).

În acest scop, se împarte profilul complicat al piesei în porţiuni simple (cercuri, drepte etc.) cărora li se determină ecuaţiile faţă de un sistem de coordonate ale piesei. În figurile 3 şi 4 este reprezentat modul de determinare al profilului cuţitului în funcţie de profilul piesei (fig. 3 — porţiunea de deasupra centroidei piesei; fig. 4 — porţiunea de profil de sub centroida piesei).

Se consideră un punct M_1 (x_1, y_1) de pe profilul piesei, a cărui ecuaţie este $y = F(x)$ (fig. 3, fig. 4).

Ecuaţia normalei la profil în punctul M_1 (x_1, y_1) va avea următoarea formă:

$$y - y_1 = -\frac{1}{F'(x_1)}(x - x_1),$$

$$y = y_1 - \frac{(x - x_1)}{F'(x_1)}. \qquad (2)$$

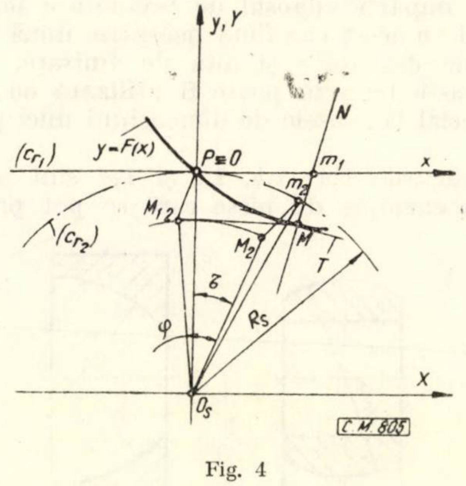


Fig. 4

Punctul M_1 $(m_{1x}, 0)$ se va determina astfel din intersecţia normalei cu axa Ox:

$$y = 0;$$

$$0 = y_1 - \frac{x - x_1}{F'(x_1)};$$

$$y_1 = \frac{x - x_1}{F'(x_1)},$$

deci:

$$x = y_1 F'(x_1) + x_1,$$

adică:

$$m_{1x} = x_1 + y_1 F'(x_1);$$

$$m_{1y} = 0. \qquad (3)$$

Unghiul φ, cu care se roteşte punctul M_{12}, subîntinde arcul:

$$\overset{\frown}{Pm_2} = \overline{Pm_1} = m_{1x}.$$

Valoarea lui va fi :

$$\varphi = \frac{x_1 + y_1 F'(x_1)}{R_s}, \text{ rad,} \quad (4)$$

adică :

$$\varphi = \frac{x_1 + y_1 F'(x_1)}{R_s} \cdot \frac{180}{\pi}, \text{ grade.} \quad (5)$$

Coordonatele punctului M_{12} (x_{12}, y_{12}), punctul de pe linia de angrenare, se obțin printr-o translație paralelă cu axa Ox a punctului M_1 (x_1, y_1) :

$$x_{12} = x_1 - m_{1x} = x_1 - x_1 - y_1 F'(x_1) = - y_1 F'(x_1) ;$$

$$y_{12} = y_1 - m_{1y} = y_1 - 0 = y_1 .$$

Față de sistemul de coordonate XO_sY al sculei, punctul M_{12} va avea coordonatele :

$$X_{12} = x_{12} = - y_1 F'(x_1),$$

$$Y_{12} = R_s + y_1 . \quad (6)$$

Punctul M_2 se obține prin rotația punctului M_{12} cu unghiul φ :

$$X_2 = X_{12} \cos \varphi + Y_{12} \sin \varphi,$$

$$Y_2 = - X_{12} \sin \varphi + Y_{12} \cos \varphi,$$

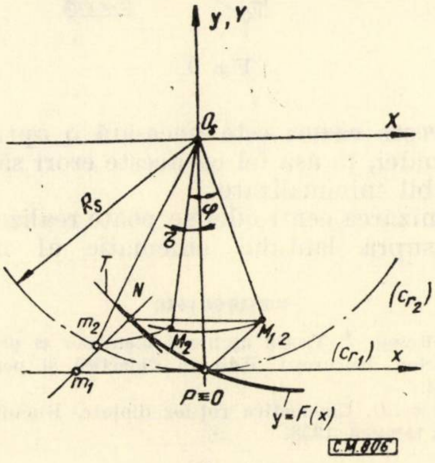


Fig. 5

adică :

$$X_2 = - y_1 F'(x_1) \cos \varphi + (R_s + y_1) \sin \varphi,$$

$$(8)$$

$$Y_2 = y_1 F'(x_1) \sin \varphi + (R_s + y_1) \cos \varphi.$$

Coordonatele polare ale punctului de pe profilul cuțitului vor fi :

$$R_s = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}, \quad (9)$$

și :

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{X_2}{Y_2} . \quad (10)$$

Deci pentru fiecare punct de pe profilul piesei corespunde un punct pe profilul sculei, determinat în coordonate carteziene M (X_2 Y_2) sau polare M_2 ($\hat{\tau}$; R_2), față de sistemul sculei. În modul descris se determină atît profilul cuțitului, cît și al șablonului.

La determinarea profilurilor interioare, metoda de determinare este aceeași (fig. 5 și 6),

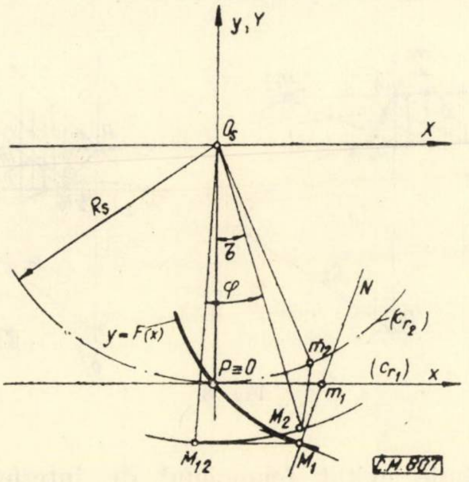


Fig. 6

cu mențiunea că metoda se aplică în cazul pieselor cu dimensiuni interioare mai mari, iar dispozitivele pentru prelucrare sînt mai complicate.

Concluzii. La alegerea centroidei piesei trebuie să se țină seamă ca toate normalele profilului piesei să intersecteze centroida proprie pentru că altfel, conform legii angrenării în plan, nu se va mai putea construi profilul conjugat și deci nu va mai exista posibilitatea de prelucrare. Normalele nu trebuie, de asemenea, să intersecteze centroida proprie printr-un punct prea îndepărtat care ar mări construcția cuțitului (fig. 7).

O altă condiție care trebuie îndeplinită privește porțiunea de profil de sub dreapta de rostogolire. Astfel că, dacă s-ar duce normale la profil (fig. 8,*a*), acestea trebuie să se inter-

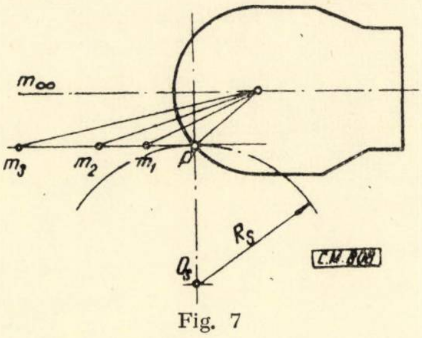


Fig. 7

secteze între ele în regiunea piesei și nu a sculei. În figura 8,*a* se observă că prelucrarea profilului *2* necesită un profil conjugat la sculă pînă în M_1, iar prelucrarea profilului *1* necesită un profil conjugat pînă în M_2; or acestea se intersectează în A și nu se mai pot extinde pînă în M_2 sau în M_1 și deci nu se va putea realiza fidel intersecția dintre profilul *1* și *2*, ci o racordare a lor.

Schimbînd centroida piesei ca în figura 8,*b*, prelucrarea este posibilă [1].

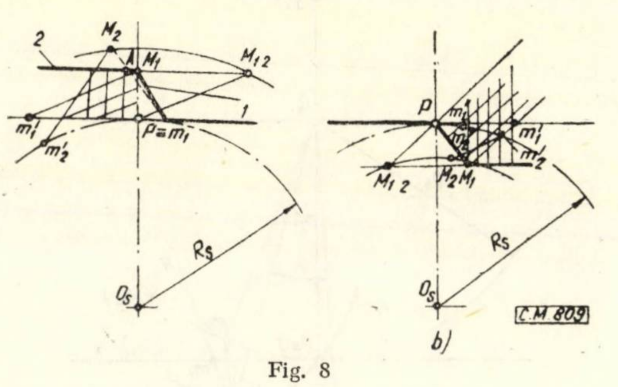


Fig. 8

Trebuie evitat fenomenul de interferență, verificîndu-se traiectoria punctului de la extremitatea profilului sculei, a cărui traiectorie relativă este o evolventă buclată.

La alegerea diametrului de rostogolire al cuțitului trebuie să se ia în considerare solicitarea cuțitului datorită forțelor de așchiere, în așa fel încît corpul să reziste în secțiunea minimă. Tot aici trebuie respectată condiția ca :

$$R_s \geqslant \frac{l_p}{2\pi},$$

unde :

R_s este raza de rostogolire a sculei ;

l_p — lungimea de prelucrare în direcția longitudinală a piesei.

Dacă profilul de prelucrat admite o tangentă perpendiculară pe dreapta de rostogolire proprie (fig. 9), atunci, începînd cu punctul de tangență 1, toate punctele situate pe profil în continuare (2, 3, 4, ... etc.) nu admit profil de înfășurare, întrucît construcția Reuleaux nu mai poate fi respectată.

Cînd scula se uzează, date fiind unghiurile α și γ, la ascuțire, profilul cuțitului se va deforma și vor apărea erori la execuția piesei. Aceste erori sînt din ce în ce mai mari, cu cît numărul de reascuțiri crește.

Tot datorită reascuțirilor, porțiunea de înfășurare a sculei se va scurta sau se va lungi după cum profilul este convex sau concav.

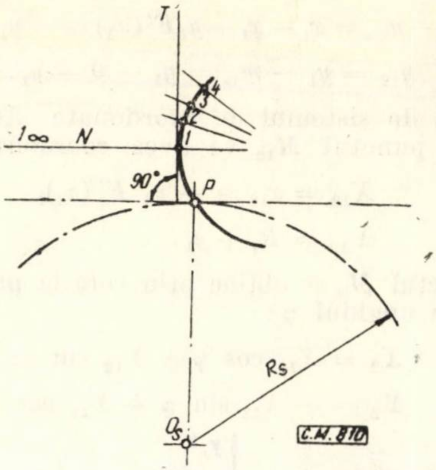


Fig. 9

În aceste cazuri este necesară o optimizare a centroidei, în așa fel ca aceste erori să fie pe cît posibil minimalizate.

Optimizarea centroidei se poate realiza acționînd asupra lanțului cinematic al mașinii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I.* Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1964.

[2] *Maros, D.* Cinematica roților dințate. București, Editura tehnică, 1958.

CZ 621.791

Considerații cu privire la unele tendințe noi în proiectarea ansamblurilor sudate

Alexandru IVANCENCO

Introducerea pe scară largă a ansamblurilor sudate în toate ramurile industriale (construcții de mașini, utilaj siderurgic, chimic și energetic, construcții navale, construcții metalice etc.) pretinde perfecționarea continuă a proiectării și a fabricației lor. Cerința este cu atît mai imperioasă cu cît tehnica modernă a sudării dispune de largi posibilități ce trebuie folosite la îmbunătățirea în continuare a calității și economicității ansamblurilor și, în general, a construcțiilor sudate.

1. Caracteristici specifice construcțiilor sudate sînt existența tensiunilor remanente apărute în procesul de sudare și multitudinea formelor îmbinărilor și nodurilor sudate. Aceste caracteristici, determinate de factori constructivi și tehnologici, pot avea o influență importantă asupra rezistenței construcției sudate în ansamblu. În plus, rezistența construcției sudate depinde desigur și de condițiile de exploatare determinate de felul sarcinilor ce o solicită, de temperatura de lucru ș.a.

Întrucît forma constructivă și tehnologia de execuție a ansamblurilor și construcțiilor sudate sînt interdependente, se poate acționa eficient, prin intermediul tehnologiei, asupra alegerii raționale a formelor constructive și a materialelor folosite, în scopul ridicării capacității de lucru, siguranței de funcționare și economicității construcției. Pe de altă parte, prin alegerea judicioasă a soluțiilor și formelor constructive pot fi create construcții cu tehnologicitate ridicată, cu posibilități maxime de mecanizare a lucrărilor pregătitoare, de montaj și sudare, asigurîndu-se precizia cerută produselor.

Apare deci necesitatea combinării posibilităților constructive (de proiectare) cu cele tehnologice, îmbinînd strîns și armonios ambele preocupări, bazate pe cunoștințele teoretice și practice respective.

În felul acesta se conturează o metodă modernă, constructiv-tehnologică, de proiectare a construcțiilor și ansamblurilor sudate; metoda a fost experimentată și a dat rezultate pozitive [1], [3], [4], [5]. În cadrul metodei constructiv-tehnologice de proiectare problemele de rezistență se rezolvă cu considerarea influenței tehnologiei, iar la alegerea procedeelor tehnologice de fabricație se ține seamă de formele constructive și de necesitățile preciziei pieselor sudate.

În actuala organizare a producției de ansambluri și construcții sudate, proiectarea și pregătirea fabricației sînt, în general, separate. În condițiile proiectării constructiv-tehnologice, proiectantul trebuie să cunoască cele mai noi procese tehnologice de sudare, ceea ce implică, și adaptarea corespunzătoare a programelor analitice de pregătire, la toate nivelele, al cadrelor de proiectare. În acest mod, proiectarea se va baza atît pe metoda de calcul al îmbinărilor sudate în funcție de condițiile de exploatare, cît și pe necesitatea de adaptare a metodei de calcul la condițiile de fabricație, ținînd seamă de factorii specifici acesteia (deformări, tensiuni interne, zone de influență termică etc.). Ca urmare, vor fi posibile mărirea capacității de lucru a construcțiilor sudate, îmbunătățirea calității lor, reducerea cheltuielilor de producție și preîntîmpinarea defecțiunilor de exploatare.

Printre problemele ridicate de metoda de proiectare constructiv-tehnologică, care pot constitui directive de cercetare, se numără studiul deformațiilor și tensiunilor ce se nasc la sudarea pieselor cu grosimi mari (peste 50–60 mm) în funcție de spațiile lăsate pentru cusătură, de numărul de straturi și de ordinea de sudare, și deformațiile și tensiunile din ansambluri mari pentru turbinele cu abur și hidraulice.

2. Progresele obținute în producția de table laminate, creșterea dimensiunilor și a calității acestora, permit reducerea numărului de cusături în ansambluri sau în construcții sudate. Posibilități importante de economisire a metalului sînt legate de subțierea pereților grinzilor, precum și de folosirea judicioasă a metalului, distribuindu-l rațional într-o secțiune corespunzătoare.

Apariția unor utilaje cu productivitate înaltă pentru producerea profilelor îndoite la rece din benzi, platbande sau table asigură obținerea profilelor mult mai diferențiate ca secțiune transversală, formă și greutate față de profilele clasice laminate la cald. În acest caz proiectarea nu mai este strict condiționată de sortimentele laminatelor.

Importanța ce se acordă tendinței de dezvoltare și utilizare largă a profilelor îndoite poate fi evidențiată prin faptul că unele firme din Republica Federală a Germaniei și Statele Unite ale Americii produc între 2 500 și 3 000 de tipuri de profile îndoite, folosind table cu grosimea de 0,1–20 mm și benzi cu lățimea de 20–2 000 mm. În anul 1965, U.R.S.S. a folosit peste 3 milioane tone de profil îndoite.

În alegerea formelor profilelor, proiectantul are un cîmp vast de alegere dintre profilele din cataloage, iar pe baza studiilor proprii poate realiza forma cea mai potrivită de profil.

În ţara noastră funcţionează din anul 1966 Uzina Metalurgică Iaşi, cu două linii de profile îndoite, cu următoarele caracteristici:

	Linia I	*Linia II*
— Lăţimea benzii prelucrate	80 — 500 mm	30 — 250 mm
— Grosimea benzii	2 — 5 mm	0,8 — 3 mm
— Lungimea profilelor	6 — 12 m	6 — 10 m

Profilele se execută în baza unor norme interne, iar cantitatea minimă ce poate fi comandată este de 2 tone.

În construcţiile cu pereţi subţiri o importanţă deosebită o are siguranţa stabilităţii generale şi locale, evitînd burduşirile şi voalările. Este necesar ca deformările să fie cît mai mici, ceea ce în multe cazuri impune mărirea secţiunii faţă de cea determinată prin calculul de rezistenţă.

Pentru a satisface condiţiile de mai sus, se recomandă construcţiile închise, cu gol în interior, realizate din profile îndoite (fig. 1). Se observă că în cazul secţiunii dreptunghiulare sudarea se reduce la două sau chiar la o singură cusătură, reducîndu-se lungimea cusăturilor de de două sau de patru ori.

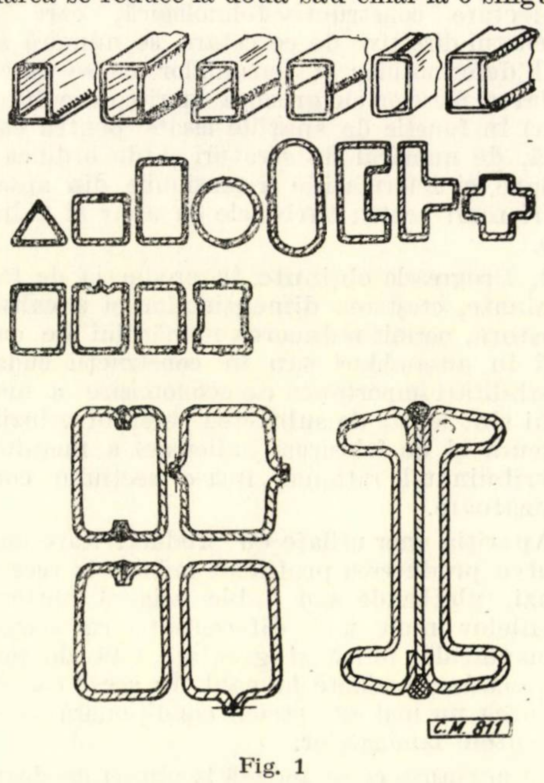


Fig. 1

3. Metodele noi de proiectare nu folosesc nervuri, întărituri şi coaste de rigidizare. Pentru mărirea stabilităţii construcţiilor cu pereţi subţiri se recurge la cutări sau ondulaţii executate prin presare [5]. În acest caz tabla utilizată trebuie să aibă calităţi corespunzătoare pentru matriţare.

Pentru sarcini medii, profilul dublu T, sudat din trei table (fig. 2, *a*), poate fi înlocuit cu profilul obţinut prin îndoirea unei singure table (fig. 2, *b*). Acest profil are însă o rigiditate scăzută la răsucire şi prezintă pericolul pierderii stabilităţii locale a inimii.

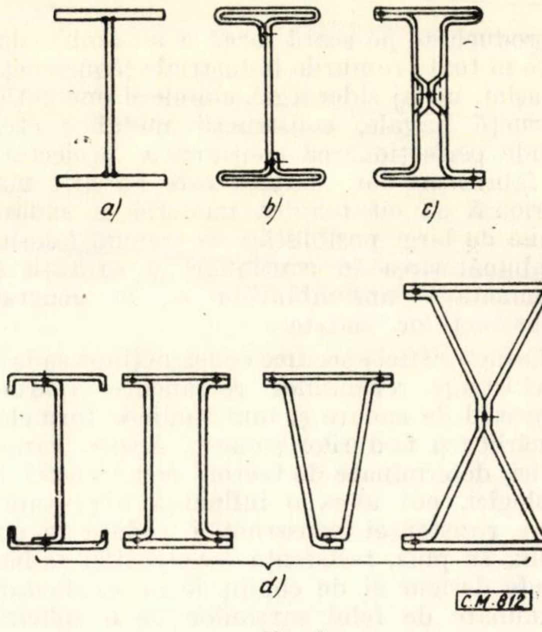


Fig. 2

În cazul cînd deformarea la răsucire şi instabilitatea generală trebuie limitate, merită atenţie profilul arătat în figura 2, *c*. Acest profil are proprietăţile profilului dublu T, precum şi ale profilului închis-cheson; rigiditatea sa suplimentară se realizează prin sudarea umflăturilor presate din loc în loc în tablele inimilor. În figura 2, *d* sînt redate profile folosite pentru unele cazuri speciale.

În unele cazuri pot fi folosite profile de tip „STRAN-STELL". Dimensiunile ce se fabrică în ţara noastră sînt arătate în figura 3.

La alegerea formelor constructive trebuie observat că, pentru asigurarea stabilităţii, se poate intra în contrazicere cu consideraţiile ce stau la baza calculului de rezistenţă. Astfel, pentru stabilitatea generală şi locală a elementelor componente supuse la compresiune, se folosesc plăci de legătură, care însă micşorează rezistenţa elementelor. De exemplu, utilizînd plăci de legătură care unesc două profile solicitate la încovoiere alternativă, rezistenţa la oboseală este cu 40–50% mai mică decît la profilele fără plăci de legătură [2].

4. Pentru mărirea stabilităţii profilelor închise cu pereţi subţiri se recurge la umplerea golului secţiunii cu materiale speciale. Deşi folosirea betonului ca material de umplutură duce la mărirea capacităţii de încărcare, soluţia este rar aplicată deoarece greutatea construcţiei creşte considerabil. Tendinţa actuală constă în umple-

rea golurilor cu penoplast (material plastic granulat), avînd greutatea specifică de 0,1 kg/cm³. La o coloană dreptunghiulară închisă, cu pereţi de tablă cu grosimea de 1 mm şi umplutură de penoplast (fig. 4), încercată în Republica Democrată Germană [1], s-a obţinut o încărcare critică de 2,25 ori mai mare decît pentru o coloană identică însă fără umplutură.

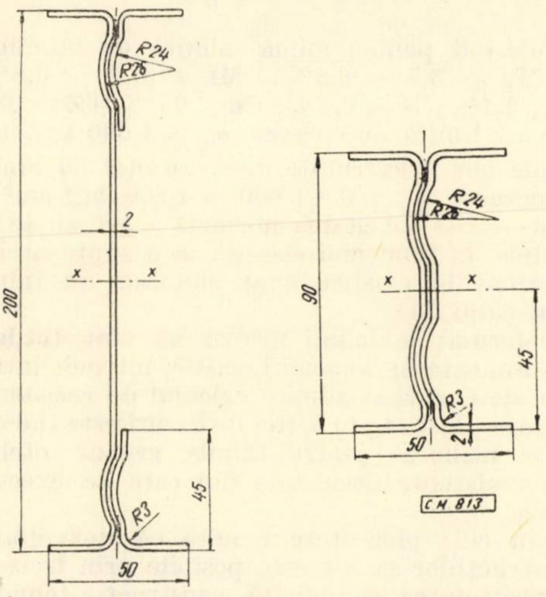


Fig. 3

Prin folosirea secţiunilor închise cu umplutură de penoplast, se elimină deficienţele semnalate ale grinzilor dublu T sudate. Stabilitatea la voalări şi ondulaţii a inimii grinzii poate fi realizată prin construirea inimii din două table şi umplerea golului cu penoplast (fig. 5). În acest caz este posibil ca grosimea celor două table să fie minimă [3].

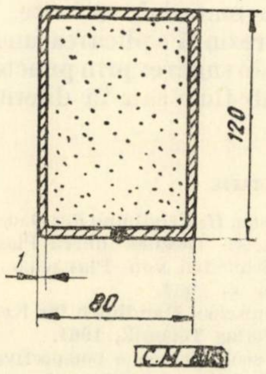


Fig. 4

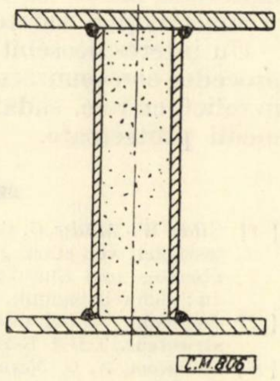


Fig. 5

La o asemenea construcţie, tălpile grinzii pot fi executate dintr-un oţel de înaltă rezistenţă (oţel slab aliat), iar inima, din table subţiri de aluminiu. Îmbinarea profilului se realizează folosind benzi bimetalice de oţel şi aluminiu [3].

Grinda poate fi executată cu inimă simplă (fig. 6: *1* — oţel de înaltă rezistenţă; *2* — bimetal; *3* — aliaj de aluminiu) sau tip cheson (fig. 7: *1* — oţel de înaltă rezistenţă; *2* — bimetal; *3* — aliaj de aluminiu; *4* — penoplast). Ambele soluţii permit mărirea înălţimii inimii şi reducerea grosimii tălpilor.

Construirea inimii duble cu golul umplut cu penoplast deschide largi perspective de dezvoltare a construcţiilor combinate, în care pot fi folosite diferite materiale, bimetale şi mase plastice, aplicînd diferite procedee tehnologice pentru îmbinarea lor. Sudarea oţelurilor de diferite calităţi nu ridică probleme deosebite. La sudarea prin topire a unor materiale diferite, de exemplu oţel şi aluminiu, apar dificultăţi importante, privind în primul rînd asigurarea rezistenţei necesare. Dificultăţile sînt generate de diferenţa mare a temperaturilor de topire şi de deosebirile între coeficienţii de dilatare liniară şi între conductivităţile termice ale celor două materiale. Ca urmare, la sudare se formează un strat fragil în locul de contact, cusătura fiind predispusă crăpăturilor, iar în construcţie apar tensiuni termice însemnate.

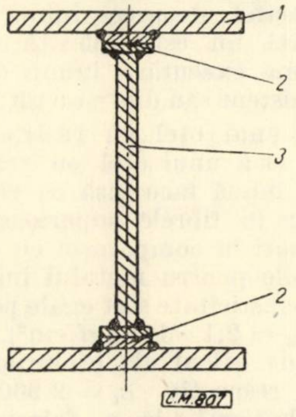


Fig. 6

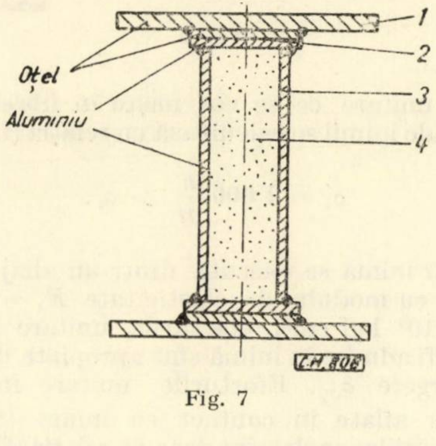


Fig. 7

Pentru evitarea acestor neajunsuri, legătura între oţel şi aluminiu se efectuează [3], [4], [6] prin benzi bimetalice (fig. 6 şi 7), sudîndu-se componentele acestor benzi cu elementul de aceeaşi natură al construcţiei.

În figura 8 este reprezentată îmbinarea cap la cap a unei table de oţel cu o tablă de aluminiu (*1* — aluminiu ; *2* — bandă bimetalică ; *3* — oţel).

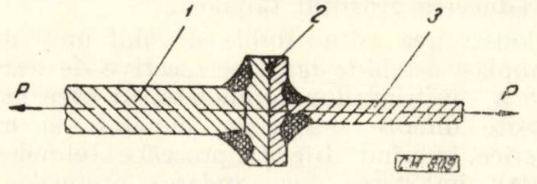


Fig. 8

Folosirea materialelor diferite într-o grindă dublu T apare justificată şi pe considerente de rezistenţă. Astfel, deoarece inima unei grinzi dintr-o bucată nu este folosită suficient, se pune problema executării inimii dintr-un oţel mai puţin rezistent sau dintr-un alt material [4].

Utilizarea unui oţel cu rezistenţă ridicată pentru tălpi şi a unui oţel cu rezistenţă mai mică pentru inimă face însă ca eforturile unitare ce apar în fibrele superioare ale inimii să fie mai mari în comparaţie cu cele considerate admisibile pentru metalul inimii, întrucît modulele de elasticitate sînt egale pentru ambele materiale ($E_0 = 2{,}1 \cdot 10^6$ kgf/cm²). Astfel, dacă rezistenţele de calcul ale oţelurilor tălpilor şi inimii sînt respectiv $\sigma_t = 2\,900$ kgf/cm² şi $\sigma_i = 2\,100$ kgf/cm², la o folosire completă a capacităţii de lucru a oţelului tălpilor eforturile unitare ce se vor naşte în fibrele superioare ale inimii se calculează cu relaţia (fig. 9,*a*) :

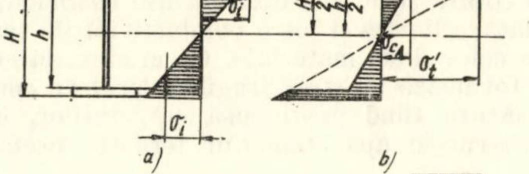


Fig. 9

$$\sigma'_i = 2\,900\,\frac{h}{H} > \sigma_i.$$

Dacă inima se execută dintr-un aliaj de aluminiu, cu modulul de elasticitate $E_A = E_0/3 = 7 \cdot 10^5$ kgf/cm², eforturile unitare maxime ce pot fi admise în inimă sînt apropiate de limita de curgere σ_{c_A}. Eforturile unitare în fibrele tălpilor aflate în contact cu inima (în cazul deformaţiilor egale) sînt date de relaţia (fig. 9, *b*) :

$\sigma'_t = \sigma_{c_A}\frac{E_0}{E_A} = 3\sigma_{c_A}$, iar în fibrele extreme de relaţia :

$$\sigma'_{t_{max}} = 3\,\sigma_{c_A}\frac{H}{h}.$$

Folosind pentru inimă aliajul de aluminiu cu Mg = 5,8 — 6,8% ; Mn = 0,5 — 0,8% ; Fe $\leqslant$ 0,4% ; Si $\leqslant$ 0,4% ; Cu $\leqslant$ 0,1% şi Zn $\leqslant$ 0,2, care are limita de curgere $\sigma_{c_A} \cong 1\,600$ kgf/cm², tălpile pot fi executate dintr-un oţel cu limita de curgere $\sigma_{c_0} = 3 \cdot 1\,600 \cong 4\,800$ kgf/cm² şi în acest caz solicitarea normală a grinzii se va produce în domeniul elastic ; la o suprasarcină deformaţiile plastice apar simultan în inimă şi în tălpi [4].

Deformaţiile inimii grinzii nu sînt totdeauna limitate în domeniul elastic, întrucît într-o serie de cazuri se admite calculul de rezistenţă în stare plastică ; în astfel de cazuri este indicat să se utilizeze pentru tălpile grinzii oţeluri mai rezistente decît cele din care se execută inima.

Din cele prezentate rezultă că dezvoltarea construcţiilor sudate este posibilă prin trecerea la proiectarea combinată constructiv-tehnologică, folosind concomitent principiile de proiectare şi cele tehnologice. În acest scop este necesară lărgirea studiului teoretic şi al tehnologiei sudării în toate treptele de învăţămînt tehnic. Totodată trebuie adaptate sau revizuite diferite norme, instrucţiuni şi alte documentaţii.

Orientarea preconizată se bazează pe larga utilizare a profilelor îndoite din benzi, platbande şi table, prilejuind economii importante de metal. De asemenea, sînt indicate profilele de tablă subţire cu contur închis şi umplute cu materiale menite să le mărească rigiditatea, ca şi construcţiile sudate din materiale diferite.

Un interes deosebit îl prezintă aplicarea unor procedee corespunzătoare de sudare: prin puncte, în relief, cu role, sudare sub flux sau în diferite medii protectoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gilde, W.*, *Müller, G.* şi *Schwarz, H.* Erhöhung der Dauerfestigkeit von stark gerrosteten Blechen durch Plastüberzüge und Einsatzmöglichkeiten von Plastschaum. In : Schweisstechnik, 14, nr. 6, 1964.

[2] *Neumann, A.* Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteur, Teil 1 Berlin, Verlag Technik, 1961.

[3] *Okerblom, N. O.* Necotorie soobrojeniea o perspectivah razvitiea svarnîh construcţii. In : Avtomaticescaia svarca, nr. 4, 1965.

[4] *Okerblom, N. O.* Constructivno-tehnologhicescoe proiectirovanie svarnîh construcţii. Moscova, ed. Maşinostroenie, 1964.

[5] *Raevskii, G. V.* Structura stoimosti svarnîh construcţii i raţionalinoe ih proiectirovanie. Din : Novîe problemî svarocinoi tehniki, Sbornic statei, 1964.

[6] *Razdui, F. I.* şi *Sitalov, V. P.* Sposob soedineniea aluminiea so staliiu. In : Svarocinoe proivodstvo, nr. 7, 1962.

CZ 621 – 242.001.24

O metodă de determinare a poziţiei pistoanelor în funcţie de timp la maşinile cu pistoane libere

Gheorghe IRIMESCU

La dimensionarea maşinilor cu pistoane libere, se poate determina, fără dificultăţi prea mari, variaţia presiunii gazelor ce acţionează pe suprafeţele de lucru ale pistonului în raport cu poziţia lui.

Pentru a se realiza practic, într-o maşină cu pistoane libere, un ciclu de variaţie a presiunii gazelor în camerele al căror volum îl modifică pistonul în oscilaţia sa, trebuie să se asigure un anumit raport între masa pistonului şi suprafeţele sale de lucru, astfel încît să se obţină o anumită amplitudine şi frecvenţă de oscilaţie. Mai mult chiar, un ciclu presupune un anumit schimb de gaze cu exteriorul şi la dimensionarea secţiunilor de scurgere a gazelor se cere să se cunoască atît variaţia în timp a presiunii gazelor, cît şi variaţia în timp a secţiunii fantelor deschise de piston.

În aceste condiţii devine utilă o metodă de calcul ce ar permite determinarea în timp a poziţiei pistonului, atunci cînd se cunoaşte variaţia în raport cu spaţiul, a rezultantei forţelor ce acţionează asupra pistonului de greutate cunoscută.

Privită sub aspect general rezolvarea acestei probleme se reduce la determinarea unei relaţii de forma:

$$t = \tau(s); \tag{1}$$

atunci cînd se cunoaşte masa M a pistonului şi variaţia rezultantei forţelor F în raport cu deplasarea:

$$F = F(s). \tag{2}$$

Plecînd de la viteza zero, pistonul de masă M se va deplasa sub acţiunea forţei $F = F(s)$. Pe parcursul deplasării, pistonul de masă M va acumula energia $E(s)$, cheltuită de sistemul exterior lui şi care va fi egală cu:

$$E(s) = \int_0^s F(s) \cdot \mathrm{d}s. \tag{3}$$

Energia cinetică fiind singura formă sub care pistonul poate înmagazina energia primită de la sistemul exterior, se poate scrie relaţia:

$$E(s) = \int_0^s F(s)\,\mathrm{d}s = \frac{MW_{(s)}^2}{2}, \tag{4}$$

unde $W(s)$ este viteza pistonului la distanţa s de la punctul de plecare. Deci:

$$\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = W(s) = \sqrt{\frac{2}{W}\int_0^s F(s)\,\mathrm{d}s} \tag{5}$$

sau:

$$\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}s} = \frac{1}{W(s)} = \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{M}\int_0^s F(s)\,\mathrm{d}s}},$$

de unde:

$$t = \int_0^s \frac{\mathrm{d}s}{\sqrt{\frac{2}{M}\int_0^s F(s)\,\mathrm{d}s}}. \tag{6}$$

Determinarea timpului în care pistonul a parcurs spaţiul s atunci cînd se cunoaşte funcţia $F(s)$, care reprezintă variaţia forţei în raport cu deplasarea pistonului, este foarte dificilă urmînd calea indicată de relaţia (6).

Pentru a găsi o cale mai accesibilă s-a recurs la ipoteze simplificatoare care să dea totuşi, din punct de vedere tehnic, soluţii suficient de precise. În acest scop curba $F(s)$ se înlocuieşte prin segmente de dreaptă, cu condiţia ca, în punctele iniţiale şi finale ale acestor segmente, viteza mobilului de masă M care se deplasează după legea forţă-deplasare, impusă de aceste segmente, să aibă valori egale cu viteza generată de curba reală $F(s)$ în aceste puncte. Condiţiile considerate permit determinarea analitică sau grafică a coordonatelor punctelor ce definesc aceste segmente. Mărind numărul de segmente de dreaptă în care se fragmentează curba iniţială, se poate mări precizia soluţiei aflate pînă cînd corespunde din punct de vedere tehnic.

Înainte de a trece la fragmentarea curbei reale $F(s)$ în segmente de dreaptă, se va demonstra, în cele ce urmează, că atunci cînd spaţiul este legat de timp printr-o relaţie sinusoidală de forma:

$$S(t) = [1 - \cos(\omega t)]\, r.$$

acceleraţia este legată de spaţiu printr-o relaţie liniară. Cu această ocazie se vor stabili şi legături geometrice între elementele ce caracterizează dreapta care exprimă legea acceleraţiei şi curba ce exprimă legea de variaţie a vitezei.

Dacă:

$$S(t) = [1 - \cos(\omega t)]\, r, \tag{7}$$

atunci:

$$W(t) = \frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = \omega r \sin(\omega t), \tag{8}$$

iar:

$$A(t) = \frac{\mathrm{d}^2 s}{\mathrm{d}t^2} = r\omega^2 \cos(\omega t) \tag{9}$$

sau :

$$F(t) = M \cdot A(t) = Mr\,\omega^2 \cos(\omega t). \quad (10)$$

Din relaţia iniţială (7) se deduce :

$$\cos(\omega t) = 1 - \frac{S(t)}{r}.$$

Înlocuind această valoare în relaţia (10) se obţine :

$$F(s) = Mr\,\omega^2\left(1 - \frac{S(t)}{r}\right) = Mr\,\omega^2 - MS(t)\,\omega^2. \quad (11)$$

Din relaţia (11) se observă că M, r şi ω fiind constante, iar variabila $S(t)$ fiind de gradul I, relaţia reprezintă o dreaptă.

Determinînd cu ajutorul relaţiei (5) curba vitezei în funcţie de spaţiu $W(s)$ pentru $F(s)$ exprimată de relaţia (5), se obţine :

$$W(s) = \sqrt{\frac{2}{M}\int_0^s F(s)\,\mathrm{d}s} =$$

$$= \sqrt{\frac{2}{M}\int_0^s Mr\,\omega^2\left(1 - \frac{S(t)}{r}\right)\mathrm{d}s} =$$

$$= \sqrt{\frac{2Mr\,\omega^2}{M}\left(S(t) - \frac{1}{2r}S^2(t)\right)} = \omega\sqrt{S(t)[2r - S(t]}. \quad (12)$$

Ridicînd la pătrat expresia (12) se obţine :

$$W^2(s) = 2r\omega^2 S(t) - \omega^2 S^2(t)$$

sau :

$$W^2(s) + \omega^2 S^2(t) - 2r\omega^2 S(t) = 0.$$

Relaţia (13) se poate pune însă sub forma :

$$\left(\frac{W(s)}{\omega}\right)^2 + S^2(t) - 2r\,S(t) = 0.$$

Din relaţia (14) se observă că $\frac{W(s)}{\omega}$ şi $S(t)$ sînt coordonatele unui cerc de rază r tangent la origine şi care are centrul în punctul în care dreapta $F(s) = 0$ taie abscisa s. În figura 1 sînt redate : dreapta $F(s) = 0$, curba vitezelor şi cercul de coordonate $\frac{W(s)}{\omega}$ şi $S(t)$.

Făcînd pe $S(t) = 0$, din relaţia (11) se obţine pentru ordonata la origine a dreptei $F(s) = 0$ valoarea $Mr\omega^2$.

Masa pistonului şi amplitudinea oscilaţiei fiind cunoscute, se poate calcula uşor viteza unghiulară ω măsurînd mărimea ordonatei la origine.

Din figura 1, se observă că dacă α este unghiul pe care îl face dreapta $F(s) = 0$ cu axa absciselor, tg $(\pi - \alpha)$ are valoarea :

$$\mathrm{tg}\,(\pi - \alpha) = \frac{Mr\omega^2}{r} = M\omega^2, \quad (15)$$

de unde :

$$\omega = \sqrt{\frac{tg\,(\pi - \alpha)}{M}}. \quad (16)$$

Din cele arătate rezultă că atunci cînd se cunoaşte dreapta $F(s) = 0$ se poate trasa cercul de bază şi determina viteza unghiulară

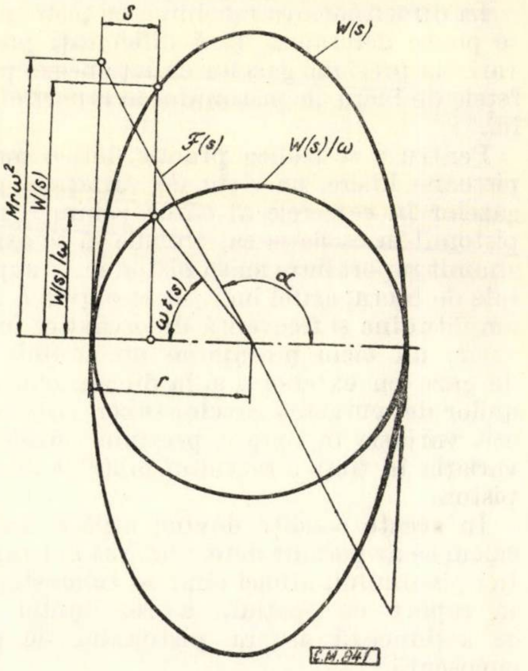


Fig. 1

ω. Pentru a afla curba vitezelor se înmulţeşte cu ω ordonata $\frac{W(s)}{\omega}$ a unui punct de pe cercul de bază şi se află ordonata $W(s)$ a unui punct de pe curba vitezelor.

Fiind stabilite aceste corelaţii geometrice dintre dreapta ce exprimă legea de variaţie a forţelor şi curba de variaţie a vitezei pistonului, se poate trece la fragmentarea curbei reale în segmente de dreaptă.

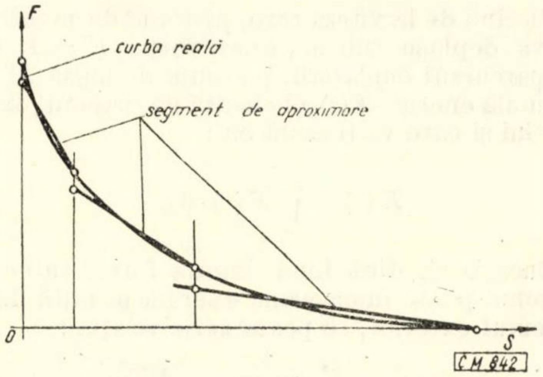


Fig. 2

În figura 2, curba reală forţă-deplasare a fost fragmentată în n segmente de dreaptă discontinui, a căror înclinare față de axa absciselor a fost astfel aleasă încît aria cuprinsă între segmentul de dreaptă și axa absciselor să fie egală cu aria cuprinsă între porțiunea din curba reală, aproximată de segmentul de dreaptă și axa absciselor.

Determinarea analitică a coordonatelor inițiale și finale ale segmentelor se va face pentru următoarele trei tipuri de segmente: segmentul inițial, ce aproximează curba din momentul începerii acțiunii forței $F(s)$, un segment ce aproximează o porțiune din zona de mijloc și un segment final ce aproximează ultima parte a curbei $F(s)$, pînă în momentul în care ea devine 0, considerînd că prin aceasta analiza include toate cazurile.

Pentru a nu încărca relațiile analitice cu expresii complicate se adoptă următoarele notații:

$$A_n = \int_{S_{n-1}}^{S_n} F(s)\,\mathrm{d}s, \tag{17}$$

$$a_n = F(s_n), \tag{18}$$

$$x_n = S_n - S_{n-1}. \tag{19}$$

În figura 3 se redă segmentul ce aproximează prima porțiune din curba reală. Din figură se observă că un punct al acestui segment se află chiar pe curba reală. Punctul inițial al segmentului se alege astfel încît aria cuprinsă între segment și axa absciselor să fie egală cu aria cuprinsă între porțiunea de curbă reală aproximată și axa absciselor. Conform relației (5), impunînd această condiție, viteza la care ar ajunge pistonul în punctul S_1 va fi aceeași, chiar dacă asupra lui a acționat forța variabilă $F(s)$ potrivit curbei reale sau dreptei de aproximare. Cu notațiile din figura 3 se pot scrie relațiile;

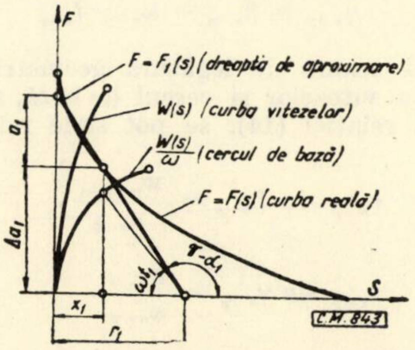


Fig. 3

$$A_1 = x_1 a_1 + \frac{x_1 \Delta a_1}{2},$$

$$\Delta a_1 = \frac{2A_1}{x_1} - 2a_1. \tag{20}$$

Conform relației (15) se poate scrie:

$$M\omega_1^2 = \mathrm{tg}\,(\pi - \alpha_1) = \frac{\Delta a_1}{x_1} = \frac{2\,A_1}{x_1^2} - \frac{2a_1}{x_1}$$

sau:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2}{M}\left(\frac{A_1}{x_1^2} - \frac{a_1}{x_1}\right)}\,. \tag{21}$$

Ca urmare a relațiilor ce decurg din asemănarea triunghiurilor din figura 3, se poate scrie

$$\frac{r_1}{x_1} = \frac{a_1 + \Delta a_1}{\Delta a_1} = \frac{a_1}{\Delta a_1} + 1$$

sau, înlocuind pe Δa_1 cu valoarea sa in relația (20):

$$r_1 = \left[\frac{a_1}{\dfrac{2A_1}{x_1} - 2a_1} + 1\right] x_1 = \frac{2A_1 x_1 - a_1 x_1^2}{2\,(a_1 - a_1 x_1)}. \tag{22}$$

Știind că dreapta de aproximare a curbei reale $F(s)$ pe intervalul x_1 cuprins între 0 și s_1 a fost astfel construită, încît la distanța s_1 de la punctul de plecare a pistonului viteza obținută de acesta să fie egală în ambele cazuri, se pot scrie următoarele relații, aplicînd legăturile geometrice dintre cercul de bază și curba vitezelor demonstrate anterior:

$$r_1 \sin(\omega_1 t_1) = \frac{W(s_1)}{\omega_1} = \frac{\sqrt{\dfrac{2}{M}\displaystyle\int_0^{s_1} F(s)\,\mathrm{d}s}}{\sqrt{\dfrac{\mathrm{tg}(\pi - \alpha_1)}{M}}} =$$

$$= x_1 \sqrt{\frac{A_1}{A_1 - a_1 x_1}};$$

sau, înlocuind valoarea lui r_1 din relația (22), se obține:

$$\sin(\omega_1 t_1) = \frac{2x_1 (A_1 - a_1 x_1)}{2A_1 x_1 - a_1 x_1^2} \sqrt{\frac{A_1}{A_1 - a_1 x_1}} =$$

$$= \frac{2x_1 \sqrt{A_1 (A_1 - a_1 x_1)}}{2A_1 x_1 - a_1 \cdot x_1^2}.$$

Înlocuind în această relație pe ω_1 cu valoarea sa obținută în relația (21), se ajunge la:

$$t_1 = \frac{\arcsin \dfrac{2x_1 \sqrt{A_1 (A_1 - a_1 x_1)}}{2A_1 x_1 - a_1 x_1^2}}{\sqrt{\dfrac{2}{M}\left(\dfrac{A_1}{x_1^2} - \dfrac{a_1}{x_1}\right)}} =$$

$$= \frac{x_1 \sqrt{\dfrac{M}{2}} \arcsin \dfrac{2\sqrt{A_1 (A_1 - a_1 x_1)}}{2A_1 x_1 - a_1 x_1}}{\sqrt{A_1 - a_1 x_1}}. \tag{23}$$

Toate elementele ce intră în componența expresiei (23) pot fi determinate grafic, atunci cînd curba de variație a rezultantei forțelor e dată grafic, sau analitic, cu ajutorul relațiilor (17), (18) și (19), expresia $F(s)$ fiind cunonscută.

În figura 4 se redă segmentul ce aproximează un fragment plasat în zona de mijloc

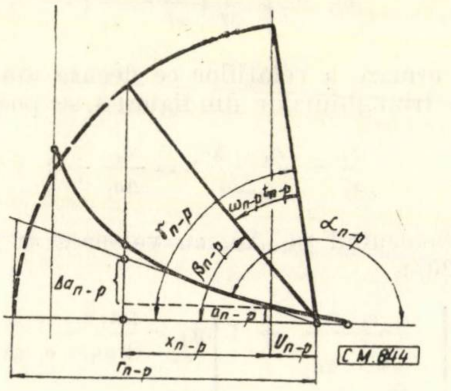


Fig. 4

a curbei reale. Din figură se observă că un punct al acestui segment se află chiar pe curba reală. Cel de-al doilea punct al segmentului este ales astfel încît aria cuprinsă între segment și axa absciselor să fie egală cu aria cuprinsă între fragmentul de curbă aproximat și aceeași axă a absciselor. Conform relației (5), impunînd această condiție creșterea vitezei pistonului va fi aceeași, chiar dacă asupra lui a acționat forța variabilă $F(s)$ potrivit curbei reale sau dreptei de aproximare. Pentru determinarea razei cercului de bază, segmentul considerat se prelungește cu o porțiune fictivă în așa fel, încît aria cuprinsă între porțiunea fictivă și axa absciselor să fie egală cu aria cuprinsă între curba reală și axa absciselor, plecînd de la punctul inițial pînă la punctul de începere a fragmentului considerat. În aceste condiții, conform relației (5), un piston de masă M plecînd de la viteza 0 s-ar deplasa sub acțiunea unei forțe care variază în raport cu deplasarea după legea dictată de porțiunea fictivă a dreptei de aproximare, astfel încît ar ajunge în punctul în care începe fragmentul considerat cu aceeași viteză cu care ajunge în acest punct același piston deplasîndu-se după curba reală.

Cu notațiile din figura 4 se pot scrie relațiile:

$$A_{n-p} = a_{n-p}\, x_{n-p} + \frac{\Delta a_{n-p}\, x_{n-p}}{2}$$

sau:

$$\Delta a_{n-p} = \frac{2\,(A_{n-p} - a_{n-p}\, x_{n-p})}{x_{n-p}},$$

$$\operatorname{tg}(\pi - \alpha_{n-p}) = \frac{\Delta a_{n-p}}{x_{n-p}} = \frac{2\,(A_{n-p} - a_{n-p}\, x_{n-p})}{x_{n-p}^2}. \tag{24}$$

Din ultima condiție impusă segmentului de aproximare și prelungirii sale fictive se poate scrie relația:

$$r_{n-p}^2 \cdot \operatorname{tg}(\pi - \alpha_{n-p}) - a_{n-p}^2 \cdot \operatorname{tg}(\pi - \alpha_{n-p}) = \sum_{0}^{n-p} A_{n-p},$$

de unde înlocuind pe $\operatorname{tg}(\pi - \alpha_{n-p})$ cu valoarea sa din relațiile (24) se obține:

$$r_{n-p} = \sqrt{\frac{x_{n-p}^2 \sum\limits_{0}^{n-p} A_{n-p} + 2a_{n-p}^2\,(A_{n-p} - a_{n-p} \cdot x_{n-p})}{2\,(A_{n-p} - a_{n-p} \cdot x_{n-p})}}. \tag{25}$$

Conform relațiilor (16) și (24), ω_{n-p} va fi egal cu:

$$\omega_{n-p} = \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\pi - \alpha)}{M}} = \sqrt{\frac{2\,(A_{n-p} - a_{n-p} \cdot x_{n-p})}{M \cdot x_{n-p}^2}}. \tag{26}$$

Din figura 4 se deduce că:

$$U_{n-p} = a_{n-p} \operatorname{tg}(\pi - \alpha_{n-p}) =$$

$$= \frac{2a_{n-p}\,(A_{n-p} - a_{n-p} \cdot x_{n-p})}{x_{n-p}^2}. \tag{27}$$

Notînd cu:

$$\gamma_{n-p} = \beta_{n-p} + \omega_{n-p} \cdot t_{n-p}$$

și ținînd seamă de legătura geometrică dintre curba vitezelor și cercul de bază, stabilită pe baza relației (14), se pot scrie relațiile:

$$r_{n-p} \sin \beta_{n-p} = \frac{W_{n-p-1}}{\omega_{n-p}},$$

$$r_{n-p} \sin \gamma_{n-p} = \frac{W_{n-p}}{\omega_{n-p}},$$

$$r_{n-p} \cos \beta_{n-p} = x_{n-p} + U_{n-p},$$

$$r_{n-p} \cos \gamma_{n-p} = U_{n-p}.$$

Cu aceste valori, $\sin \omega_{n-p}\, t_{n-p}$ devine:

$$\sin \omega_{n-p}\, t_{n-p} = \sin(\gamma_{n-p} - \beta_{n-p}) =$$

$$= \sin \gamma_{n-p} \cos \beta_{n-p} - \sin \beta_{n-p} \cdot \cos \gamma_{n-p} =$$

$$= \frac{W_{n-p}}{r_{n-p} \cdot \omega_{n-p}} \cdot \frac{x_{n-p} + U_{n-p}}{r_{n-p}} - \frac{W_{n-p-1}}{r_{n-p}\, \omega_{n-p}} \frac{U_{n-p}}{r_{n-p}} =$$

$$= \frac{W_{n-p}\,(x_{n-p} + U_{n-p}) - W_{n-p-1}\, U_{n-p}}{r_{n-p}^2 \cdot \omega_{n-p}} =$$

$$= \frac{U_{n-p}\,(W_{n-p} - W_{n-p-1}) + W_{n-p}\, x_{n-p}}{r_{n-p}^2 \cdot \omega_{n-p}}.$$

Înlocuind pe r_{n-p}, ω_{n-p} şi U_{n-p} cu valorile lor găsite în relaţiile (25), (26) şi (27) se obţine:

$$\sin \omega_{n-p} t_{n-p} = \frac{\dfrac{2a_{n-p}(A_{n-p} - a_{n-p}\cdot x_{n-p})}{x_n^2}\left(\sqrt{\dfrac{2}{M}\sum_0^{n-p} A_{n-p}} - \sqrt{\dfrac{2}{M}\sum_0^{n-p-1} A_{n-p-1}} + x_{n-p}\sqrt{\dfrac{2}{M} A_{n-p}}\right)}{\dfrac{x_{n-p}^2 \sum\limits_0^{n-p} A_{n-p} + 2a_{n-p}^2(A_{n-p} - a_{n-p}x_{n-p})}{2(A_{n-p} - a_{n-p}\cdot x_{n-p})}\sqrt{\dfrac{2}{M}\dfrac{A_{n-p} - a_{n-p}x_{n-p}}{x^2{}_{n-p}}}} =$$

$$= \frac{2a_{n-p}(A_{n-p}\, a_{n-p}\, x_{n-p})^2\left(\sqrt{\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p}} - \sqrt{\sum\limits_0^{n-p-1} A_{n-p}}\right) + x_{n-p}^3\sqrt{\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p}(A_{n-p} - a_{n-p}\cdot x_{n-p})}}{\left[x_{n-p}^3 \sum\limits_0^{n-p} A_{n-p} + 2\,a_{n-p}^2\, x_{n-p}(A_{n-p} - a_{n-p}\cdot x_{n-p})\right]\sqrt{A_{n-p} - a_{n-p}\,.\,x_{n-p}}}.$$

Prin simplificare se ajunge la:

$$\sin(\omega_{n-p} t_{n-p}) = \frac{\sqrt{A_{n-p} - a_{n-p}\,x_{n-p}}\,[2\,a_{n-p}(A_{n-p} - a_{n-p}\,x_{n-p})]\left(\sqrt{\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p}} - \sqrt{\sum\limits_0^{n-p-1} A_{n-p}}\right) + x_{n-p}^3\sqrt{\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p}}}{x_{n-p}^3\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p} + 2\,a_{n-p}^2\,x_{n-p}(A_{n-p} - a_{n-p}\,x_{n-p})}$$

sau:

$$t_{n-p} = \frac{x_{n-p}\,\text{arc sin}\left\{\dfrac{\sqrt{A_{n-p} - a_{n-p}\,x_{n-p}}\,[2\,a_{n-p}(A_{n-p} - a_{n-p}\,x_{n-p})]\left(\sqrt{\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p}} - \sqrt{\sum\limits_0^{n-p-1} A_{n-p}}\right) + x_{n-p}^3\sqrt{\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p}}}{x_{n-p}^3\sum\limits_0^{n-p} A_{n-p} + 2\,a_{n-p}^2\,x_{n-p}(A_{n-p} - a_{n-p}\,x_{n-p})}\right\}}{\sqrt{\dfrac{2(A_{n-p} - a_{n-p}x_{n-p})}{M}}}. \tag{28}$$

Ca şi în cazul relaţiei (23) toate elementele ce intră în comparaţia expresiei (28) pot fi determinate grafic, atunci cînd e dată curba de variaţie a rezultantei forţelor, sau analitic cu ajutorul relaţiilor (17), (18) şi (19) atunci cînd se cunoaşte expresia $F(s)$.

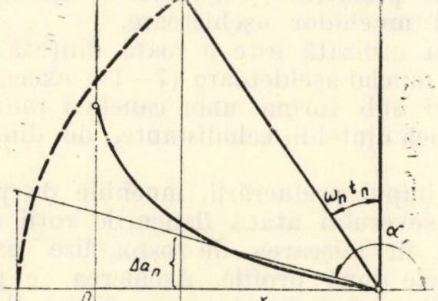


Fig. 5

În figura 5 se redă un segment ce aproximează un fragment plasat în zona finală a curbei reale, respectiv în zona ce precede trecerea prin 0. Din figură se observă că un punct al acestui segment coincide cu punctul în care curba reală atinge axa absciselor. Cel de-al doilea punct al segmentului este ales astfel încît aria cuprinsă între segment şi axa absciselor să fie egală cu aria cuprinsă între fragmentul de curbă aproximat şi aceeaşi axă a absciselor.

Pentru determinarea cercului de bază se prelungeşte segmentul de aproximare cu o porţiune fictivă, păstrînd condiţii identice cu cele expuse la descrierea figurii 4.

Cu notaţiile din figura 5 se pot scrie relaţiile:

$$A_n = \frac{1}{2} x_n \Delta a_n,$$

de unde:

$$\Delta a_n = \frac{2 A_n}{x_n},$$

$$\text{tg}(\pi - \alpha_n) = \frac{\Delta a_n}{x_n} = \frac{2 A_n}{x_n^2}. \tag{29}$$

Din ultima condiţie impusă segmentului de aproximare şi prelungirii sale fictive, se poate scrie relaţia:

$$\frac{1}{2} r_n^2 \operatorname{tg}(\pi - \alpha_n) = \sum_0^n A_n ,$$

$$r_n = \frac{2 \sum\limits_0^n A_n}{\operatorname{tg}(\pi - \alpha_n)} = \sqrt{\frac{2\, x_n^2 \sum\limits_0^n A_n}{2\, A_n}} = x_n \sqrt{\frac{\sum\limits_0^n A_n}{A_n}}, \tag{30}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\pi - \alpha_n)}{M}} = \sqrt{\frac{2\, A_n}{M\, x_m^2}} = \frac{1}{x_n}\sqrt{\frac{2\, A_n}{M}} \cdot \tag{31}$$

Din figura 5 se deduce că:

$$r_n \sin \omega_n t_n = x_n ,$$

$$\sin \omega_n t_n = \frac{x_n}{r_n} = \frac{x_n}{x_n \sqrt{\frac{\sum\limits_0^n A_n}{A_n}}} = \sqrt{\frac{A_n}{\sum\limits_0^n A_n}},$$

$$t_n = \frac{x_n \arcsin \sqrt{\frac{A_n}{\sum\limits_0^n A_n}}}{\sqrt{\frac{2\, A_n}{M}}} . \tag{32}$$

Cu ajutorul relaţiilor (23), (24) şi (32) se poate calcula timpul total în care pistonul va ajunge de la punctul iniţial de viteză 0 la punctul de viteză maximă şi anume:

$$t_{iotal} = t_1 + \sum_{n-p-2}^{n-1} t_{n-p} + t_n .$$

Cunoscînd şi ramura negativă a curbei $F(s)$ se poate determina în acelaşi mod şi timpul total de frînare.

CZ 621.834 : 621.911.4

Contribuţii la studiul cinematic al procesului de finisare prin şeveruire a roţilor dinţate

Spiru VELICU

Dezvoltarea rapidă a industriei de automobile şi tractoare, a industriei constructoare de maşini-unelte, precum şi a altor ramuri industriale, necesită o producţie de masă, ieftină, de roţi dinţate.

Totodată, mărirea vitezelor periferice şi a solicitărilor roţilor dinţate pune probleme deosebit de grele privind precizia şi calitatea suprafeţei flancurilor dinţilor.

În aceste condiţii, se poate considera drept cel mai răspîndit şi mai productiv mijloc de prelucrare definitivă a dinţilor, prelucrarea prin şeveruire.

Şeveruirea este operaţia de finisare a roţilor dinţate (care nu depăşesc rezistenţa la rupere de 110 kgf/mm ^{2}) prin care se detaşează o mică cantitate de material de pe flancurile dinţilor cu scopul de a corecta [1] [3]: erorile de divizare (în mică măsură); abaterile unghiulare de înclinare a dinţilor; abaterile profilului în evolventă; excentricitatea profilului (în măsură mai redusă).

De asemenea se îmbunătăţeşte calitatea suprafeţei flancurilor.

Operaţia de şeveruire este utilizată în ultima vreme şi pentru determinarea sensului şi mărimii deformaţiilor danturii roţilor dinţate, în urma tratamentului termic [1].

Cunoaşterea aprofundată a fenomenelor ce apar la şeveruire, a mărimilor care influenţează acest proces, poate contribui la creşterea productivităţii şi la îmbunătăţirea calităţii roţilor prelucrate.

În cazul şeveruirii aşchierea se realizează în mod diferit, în raport cu alte prelucrări prin aşchiere, datorită: formei sculei, mărimii adaosului de prelucrare, regimului de aşchiere, geometriei muchiilor aşchietoare.

Scula utilizată este o roată dinţată cu mai multe muchii aşchietoare (7—14) executate pe flancuri sub forma unor caneluri radiale pe înălţimea dintelui, echidistante, de dimensiuni egale.

În timpul prelucrării, muchiile de pe flancurile şeverului atacă flancurile roţii de prelucrat, în mişcarea de rostogolire existentă între cele două profile. Aşchierea se produce datorită vitezei de alunecare dintre flancurile dinţilor şeverului şi flancurile dinţilor roţii de prelucrat, precum şi existenţei avansului şi a adîncimii de aşchiere.

Adaosul de prelucrare la şeveruire este foarte mic, de ordinul zecimilor de milimetru (în general se ia 0,1—0,3 mm pe flanc) şi, practic, este repartizat neuniform pe suprafaţa flancurilor. Aşchierea în asemenea condiţii este însoţită de o ecruisare a stratului superficial, necesară pentru mărirea durabilităţii suprafeţei flancurilor dinţate, supusă, în funcţionare, la oboseală prin solicitare de contact.

Regimul de aşchiere cuprinde trei elemente principale şi anume: viteza de aşchiere, avansul şi adîncimea de aşchiere. În cazul şeveruirii, viteza de aşchiere rezultă din compunerea geometrică a vitezelor de alunecare dintre flancurile dinţilor angrenajului elicoidal şever-roată de prelucrat şi variază ca mărime şi direcţie pe lungimea ţăişului. Avansul şi adîncimea de aşchiere sînt precis determinate în cursul ciclului de lucru.

La prelucrarea unui material de o anumită calitate cu o sculă dintr-un material dat, schimbarea parametrilor regimului de aşchiere conduce la modificări termomecanice în procesul respectiv, grăbind uzura sculei şi înrăutăţind calitatea suprafeţei prelucrate.

Pe de altă parte, variaţia direcţiei vectorului vitezei de aşchiere determină modificarea cinematicii muchiilor aşchietoare ale şeverului de la punct la punct pe lungimea tăişului.

Din punct de vedere practic trebuie rezolvate următoarele probleme: determinarea limitelor între care variază viteza de aşchiere pe înălţimea dintelui şeverului şi determinarea direcţiei vectorului vitezei de aşchiere în orice punct de pe lungimea tăişului.

Rezolvînd aceste probleme se poate preciza turaţia şeverului cu care trebuie să se prelucreze un material dat cu anumite caracteristici cunoscute din punct de vedere al prelucrabilităţii prin aşchiere, pentru ca să poată fi obţinute condiţiile tehnice impuse roţii de prelucrat. De asemenea, cunoscînd direcţia vectorului vitezei de aşchiere, se pot cunoaşte unghiurile cinematice ale tăişurilor şeverului şi se pot deci determina unghiurile constructive pentru muchiile aşchietoare.

Valoarea instantanee a vitezei de aşchiere. Folosind diagrama vectorială a angrenajului cilindric elicoidal aplicată la prelucrarea prin şeveruire a roţilor cu un şever-roată se pot determina mărimile ce influenţează procesul de aşchiere la şeveruire.

Se consideră figura 1 în care x_1 este axa şeverului, x_2 este axa roţii de prelucrat şi X axa instantanee de rotaţie relativă care trece prin punctul I plasat pe distanţa $\overline{O_1 O_2}$, perpendiculară comună între axele x_1 şi x_2.

Se folosesc următoarele notaţii:

ω_1 — viteza unghiulară a şeverului;
ω_2 — viteza unghiulară a roţii de prelucrat;
Ω — viteza unghiulară relativă;
V_1 — viteza periferică a şeverului în punctul I;
V_2 — viteza periferică a roţii de prelucrat în punctul I;
V_l — viteza de alunecare longitudinală;
β_1 — unghiul dintre axele X, x_1, egal cu unghiul de înclinare a dintelui şeverului β_{1d} pe cilindrul de divizare;
β_2 — unghiul dintre axele X, x_2, egal cu unghiul de înclinare a dintelui roţii de prelucrat β_{2d} pe cilindrul de divizare;
Δ — unghiul dintre axele x_1, x_2.

Din figura 1 se deduce:

$$\beta_1 \pm \beta_2 = \Delta, \tag{1}$$

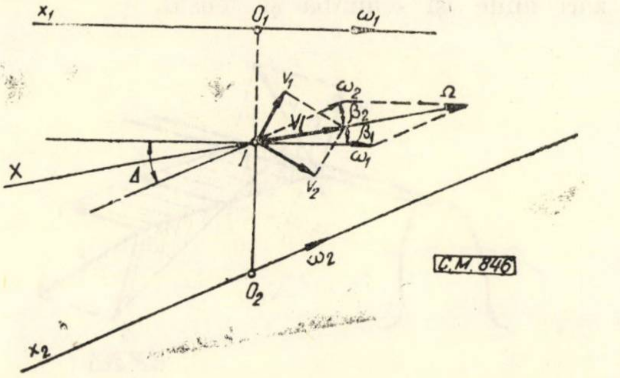


Fig. 1

semnul + referindu-se la acelaşi sens de înclinare a dinţilor şi semnul —, la sensuri opuse.

Din aceeaşi figură rezultă:

$$|\Omega|^2 = |\omega_1|^2 + |\omega_2|^2 + 2\,|\omega_1|^2\,\omega_2|^2 \cos\Delta. \tag{2}$$

În punctul I (punctul de contact între şever şi roata de prelucrat, la un moment dat) vitezele periferice V_1 şi V_2 ale şeverului, respectiv ale roţii de prelucrat, sînt diferite; ele nu pot fi egale avînd direcţii diferite [5].

Datorită valorii diferite a vitezelor V_1 şi V_2 mişcarea de rostogolire între şever şi roata de prelucrat nu poate exista fără o mişcare de alunecare după direcţia axei X.

Valoarea vitezei de alunecare a dinţilor este:

$$V_l^2 = (\omega_1 R_{d1})^2 + (\omega_2 R_{d2})^2 + 2\omega_1\omega_2 R_{d1} R_{d2} \cos\Delta \tag{3}$$

şi, în plus:

$$\omega_2 R_{d2} = \omega_1 R_{d1} \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} V. \tag{4}$$

Înlocuind expresia (4) în (3) rezultă:

$$V_l = \omega_1 R_{d1} \frac{\sin(\beta_1 + \beta_2)}{\cos\beta_2}. \tag{5}$$

Întrucît viteza de alunecare longitudinală are aceeaşi direcţie cu viteza unghiulară relativă, adică axa X, se poate scrie relaţia:

$$\overline{V}_l = h\overline{\Omega}, \tag{6}$$

h fiind o constantă de proporţionalitate (parametrul mişcării de şurub).

Pe lîngă alunecarea logitudinală dintre dinţii angrenajului elicoidal mai există o alunecare dirijată pe înălţimea dinţilor, numită şi alunecarea profilelor [2].

Viteza de alunecare logitudinală poate fi considerată constantă pentru toate punctele liniei de angrenare. Viteza de alunecare a profilelor notată cu V_g (fig. 2) este variabilă fiind nulă în punctul I, dacă contactul se află în punctul de tangenţă a cilindrilor divizori unde îşi schimbă şi sensul.

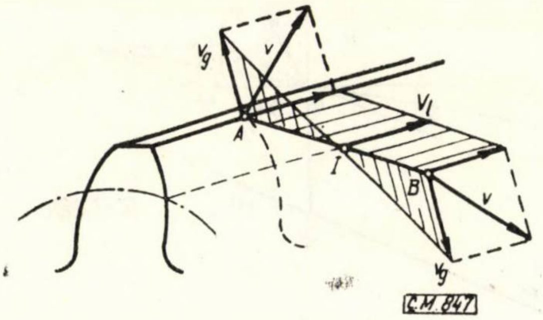


Fig. 2

Pentru determinarea vitezei V_g de alunecare a profilelor se consideră roţile echivalente obţinute secţionînd cu planul de angrenare şeverul şi roata de prelucrat.

Viteza de alunecare V_g a profilelor, maximă în punctele extreme A şi B de la vîrful, respectiv piciorul dinţilor, se calculează cu relaţiile:

$$V_{gA} = (\omega_{e1} + \omega_{e2})\, IA = \Omega_e IA,$$

$$V_{gB} = (\omega_{e1} + \omega_{e2})\, IB = \Omega_e IB$$

sau, în general:

$$V_{gM} = \Omega_e IM, \qquad (7)$$

unde M este un punct oarecare de pe linia de angrenare.

În aceste expresii s-au notat:

$\omega_{e1} = \omega_1 \cos^3 \beta_1$ — viteza unghiulară echivalentă a şeverului;

$\omega_{e2} = \omega_2 \cos^3 \beta_2$ — viteza unghiulară echivalentă a roţilor de prelucrat; (8)

$$IA = \frac{D_{b1}}{2 \cos \beta_{1b}} (\mathrm{tg}\, \theta_1 - \mathrm{tg}\, \alpha_{1f});$$

$$IB = \frac{D_{b2}}{2 \cos \beta_{2b}} (\mathrm{tg}\, \theta_2 - \mathrm{tg}\, \alpha_{2f}).$$

Lungimea totală a liniei de angrenare este

$$L = AB = IA + IB. \qquad (9)$$

În continuare se obţine:

$$D_{b1} = D_{d1} \cos \alpha_{1f};\ D_{b2} = D_{d2} \cos \alpha_{2f};$$

$$\cos \theta_1 = \frac{D_{b1}}{D_{e1}};\ \ \cos \theta_2 = \frac{D_{b2}}{D_{e2}};$$

$$\mathrm{tg}\, \beta_{1b} = \mathrm{tg}\, \beta_{1d} \cdot \cos \alpha_{1f};\ \ \mathrm{tg}\, \beta_{2b} = \mathrm{tg}\, \beta_{2d} \cos \alpha_{2f};$$

$$\mathrm{tg}\, \alpha_{1f} = \frac{\mathrm{tg}\, \alpha_r}{\cos \beta_{1d}};\ \ \mathrm{tg}\, \alpha_{2f} = \frac{\mathrm{tg}\, \alpha_r}{\cos \beta_{2d}},$$

în care:

D_{b1}, D_{b2} — reprezintă diametrele de bază;
D_{d1}, D_{d2} — dametrele de divizare;
D_{e1}, D_{e2} — diametrele exterioare;
α_{1f}, α_{2f} — unghiul de angrenare în secţiune frontală;
α_r — unghiul de angrenare în secţiune normală;
β_{1b}, β_{2b} — înclinarea liniei elicoidale pe cercul de bază;
β_{1d}, β_{2d} — înclinarea liniei elicoidale pe cercul de divizare;
θ_1, θ_2 — unghiul de presiune la vîrful dintelui

În final, valoarea vitezei de aşchiere se calculează cu relaţia:

$$\overline{V} = \overline{V}_l + V_g;\ V = \sqrt{V_l^3 + V_g^2}. \qquad (10)$$

La calculul valorii vitezei de aşchiere s-a neglijat viteza dată de avansul lateral, care are o valoare foarte mică în comparaţie cu viteza periferică a şeverului.

Din figura 2 rezultă că vectorul vitezei de aşchiere pentru toate punctele tăişului este situat în planul tangent comun al suprafeţelor laterale ale dinţilor şeverului şi roţii. Un astfel de plan poate fi suprafaţa laterală a dinţilor cremalierei de referinţă, aflată în angrenare cu şeverul şi roata; alunecarea se poate produce numai în acest plan.

Viteza de aşchiere în punctele de tangenţă de pe cilindrii divizori ai şeverului şi roţii de prelucrat este egală cu viteza de alunecare longitudinală.

În cele trei puncte extreme valoarea vitezei de aşchiere este:

$$V_A = \sqrt{V_l^2 + V_{gA}^2};$$

$$V_I = V_l;$$

$$V_B' = \sqrt{V_l^2 + V_{gB}}.$$

Din aceste relaţii rezultă că valoarea vitezei de aşchiere are două maxime, un maxim la vîrful dintelui şi un maxim la piciorul dintelui, precum şi un minim în punctele de pe cilindrii de divizare (sau de rostogolire, în cazul angrenajului deplasat). Cu ajutorul relaţiilor obţinute au fost calculate vitezele de aşchiere la prelucrarea prin şeveruire a roţi=

lor cu dinţi drepţi cu număr de dinţi diferit ($z_2 = 28$; $z_3 = 17$) cu un şever dat ($m_r = 5$ mm, $z_1 = 43$; $\beta_{1d} = 15°$) la diferite turaţii. În cazul de faţă turaţiile şeverului au fost luate de la maşina de şeveruit model 571 B.

În figura 3 s-au trasat curbele de variaţie a vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului pentru $z_2 = 28$ şi $z_3 = 17$. Se observă că la creşterea turaţiei şeverului viteza de aşchiere creşte în general, dar zona de variaţie a vitezei pe înălţimea dinţilor şeverului se măreşte considerabil.

De exemplu, la turaţia de 95 rot/min, pentru $z_2 = 28$, viteza de aşchiere variază între 17 şi 32 m/min pe înălţimea dinţilor, diferenţa între viteza maximă şi minimă fiind de 15 m/min. În acelaşi timp la turaţia de 292 rot/min rezultă o diferenţă de 46 m/min. Aceasta înseamnă că, la turaţii mari ale şeverului, se obţin diferenţe între calitatea prelucrării flancurilor pe înălţimea dinţilor. Datorită valorii vitezei de aşchiere atît de mari la vîrful şi la baza dinţilor şeverului cresc foarte mult solicitările de aşchiere în aceste zone. În consecinţă, uzura muchiilor aşchietoare va fi foarte mare la vîrful şi la baza dinţilor şeverului. Aceasta este cauza pentru care profilul dinţilor la roţile care urmează să fie şeveruite trebuie modificat astfel ca vîrful şi piciorul dintelui semifabricatului să nu aibă adaos pentru şeveruire.

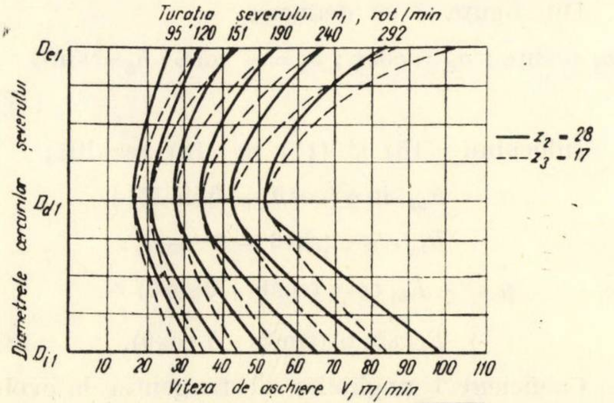


Fig. 3

Modificarea cea mai frecventă a profilului dintelui semifabricatului este reprezentată în figura 4.

Degajările I şi II la vîrful, respectiv piciorul dintelui semifabricatului, au adîncime mai mare decît grosimea adaosului de prelucrare; aceasta se face cu scopul de a evita bavurile care se pot forma datorită ieşirii sub presiune a materialului semifabricatului în timpul şeveruirii. Utilizarea, la prelucrarea prin şeveruire, a profilului modificat (fig. 4) măreşte durabilitatea şi productivitatea şeverelor şi îmbunătăţeşte calitatea roţilor supuse procesului respectiv.

Profilul dintelui reprezentat în figura 4,*a* necesită profilare foarte complicată a frezei melc sau a cuţitelor de mortezat care taie dinţii roţii ce urmează să treacă la şeveruire. De aceea, există o tendinţă de simplificare a acestui profil. Una dintre simplificările recomandate este indicată în figura 4,*b*. În acest caz scula care taie semifabricatul pentru procesul de şeveruire (freză melc sau cuţit de mortezat) are profilul obişnuit, însă unghiul profilului este micşorat şi, în plus, piciorul dintelui sculei prezintă o îngroşare care dă teşitura vîrfului dintelui semifabricatului.

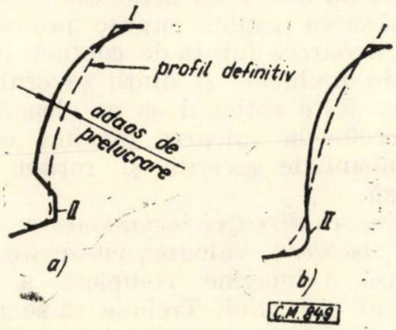


Fig. 4

Avînd acelaşi efect ca şi profilul din figura 4,*a*, acest profil simplifică mult procesul de tăiere a dinţilor.

Afară de mărirea durabilităţii şeverelor, profilul dintelui modificat (fig. 4) are rolul de a înlătura şi următorul dezavantaj: cînd dinţii şeverului au un profil exact de evolventă şi cînd nu există degajările I şi II, datorită solicitărilor de aşchiere exagerate produse de cele două valori maxime ale vitezei de aşchiere, la vîrful şi baza dinţilor şeverului, se grăbeşte uzura tăişurilor, mai ales în cazul răzuirii (cum este la şeveruire unde tăierea este însoţită şi de o frecare pronunţată); prin uzura tăişurilor forţele de aşchiere cresc, deci se deformează muchia aşchietoare în aceste zone, unde este din construcţie mai puţin rigidă. Astfel că, pentru obţinerea unui profil de evolventă, trebuie modificat într-un anumit mod profilul dintelui şeverului, fapt care implică abateri mari de la evolventă, a căror valoare nu poate fi cunoscută exact, ceea ce complică foarte mult fabricarea şeverelor.

Din figura 3 mai rezultă că, la mărirea numărului de dinţi ai roţilor de prelucrat, zona de variaţie a vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului se micşorează şi valoarea maximă a vitezei se mută de la vîrful dintelui care este mai puţin rigid la baza dintelui. Deci prelucrarea devine mai avantajoasă.

Fiind dată o roată dintr-un anumit material ce urmează a fi şeveruită şi pentru care s-a trasat diagrama de viteze, se va putea determina precis turaţia şeverului pentru obţinerea unei zone optime de variație pentru viteza de așchiere, diferită de zona vitezelor de așchiere în care apar depunerile pe tăiș, sau de zona vitezelor în care apar vibrațiile.

Incontestabil, mărirea durabilității șeverelor poate fi realizată prin mărirea diametrului (numărului de dinți). În acest caz se va îmbunătăți calitatea roților supuse procesului de șeveruire, deoarece durata de contact între dinții roții de prelucrat și dinții șeverului va fi mai mare. Este rațional să se aleagă diametrele șeverelor la valoarea maximă corespunzătoare mașinii de șeveruit și roților care se prelucrează.

Determinarea direcției instantanee a vectorului vitezei de așchiere. Valoarea vitezei de așchiere nu dă însă o imagine completă a modului de lucru al șeverului. Trebuie să se cunoască condițiile de lucru ale șeverului și din punct de vedere al geometriei cinematice a muchiilor așchietoare. Pentru aceasta trebuie să se determine în prealabil direcția vectorului vitezei de așchiere în orice punct al muchiei așchietoare a șeverului [4].

Mărimea vectorului vitezei de așchiere $\overline{V}$ se poate scrie ca sumă vectorială a componentelor ei $\overline{V}_x$, $\overline{V}_y$, $\overline{V}_z$, după cele trei axe, ca în figura 5, unde s-a ales sistemul xyz cu axa $0z$ axa șeverului și axa $0y$ trecînd prin punctul principal de angrenare $I\ (0, R_{d1}, 0)$ și sistemul $x_0 y_0 z_0$ rotit în jurul axei $0z$ cu unghiul $\frac{\pi}{2} - \varphi$, a cărui axă $0x_0$ trece prin punctul $C\,(R_{b1}, 0, 0)$ care este originea evolventei.

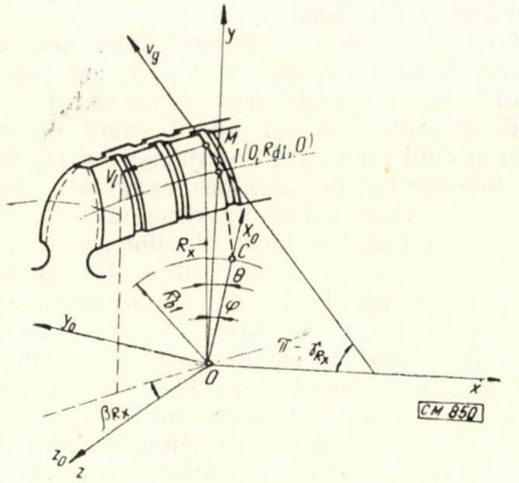


Fig. 5

Deci:

$$\overline{V} = \overline{V}_x + \overline{V}_y + \overline{V}_z \ \text{și}\ V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}. \tag{11}$$

Direcția față de sistemul de referință xyz al șeverului este determinată de cosinusurile directoare:

$$m = \frac{V_x}{V};\ n = \frac{V_y}{V};\ p = \frac{V_z}{V}. \tag{12}$$

Ținînd seama de relația (10) se obține:

$$\overline{V}_x = \overline{V}_{lx} + \overline{V}_{gx};\ \overline{V}_y = \overline{V}_{ly} + \overline{V}_{gy};\ \overline{V}_z = \overline{V}_{lz} + \overline{V}_{gz}, \tag{13}$$

în care:

$$V_{lx} = -V_l \cdot \sin \beta_{Rx};\ V_{ly} = 0;\ V_{lz} = V_l \cdot \cos \beta_{Rx}, \tag{14}$$

β_{Rx} fiind unghiul de înclinare a liniei elicoidale în diferite puncte de pe înălțimea dintelui.

Vectorul vitezei de alunecare a profilelor $\overline{V}_g$ este dirijat după direcția tangentei la evolventă a cărei ecuație în sistemul $x_0 y_0 z_0$ este:

$$\begin{aligned} x_0 &= R_{b1}(\cos\theta + \theta \sin\theta); \\ y_0 &= R_{b1}(\sin\theta - \theta\cos\theta). \end{aligned} \tag{15}$$

Raportînd ecuația evolventei la sistemul de referință al șeverului xyz, se obține:

$$\begin{aligned} x &= a_1 x_0 + a_2 y_0; \\ y &= b_1 x_0 + b_2 y_0, \end{aligned} \tag{16}$$

în care: a_1, a_2 și b_1, b_2 sînt cosinusurile directoare ale axelor $0x_0$ și $0y_0$ față de axele $0x$ și $0y$.

Din figura 3 se deduce:

$$a_1 = \sin\varphi;\ a_2 = \cos\varphi;\ b_1 = -\cos\varphi;\ b_2 = \sin\varphi. \tag{17}$$

Înlocuind (15) și (17) în (16) rezultă;

$$\begin{aligned} x &= R_{b1} \sin\varphi\,(\cos\theta + \theta\sin\theta) + \\ &+ R_{b1}\cos\varphi\,(\sin\theta - \theta\cos\theta); \\ y &= -R_{b1}\cos\varphi\,(\cos\theta + \theta\sin\theta) + \\ &+ R_{b1}\sin\varphi\,(\sin\theta - \theta\cos\theta). \end{aligned} \tag{18}$$

Coeficientul unghiular al tangentei la evolventă va fi:

$$m_0 = \operatorname{tg}\gamma_{Rx} = \frac{y'}{x'}. \tag{19}$$

Derivînd relația (18) în raport cu θ și înlocuind în (19), se obține:

$$\operatorname{tg}\gamma_{Rx} = -\frac{\cos(\varphi+\theta)}{\sin(\varphi+\theta)}\ \text{și}\ \gamma_{Rx} = -\operatorname{arc\,tg}\frac{\cos(\varphi+\theta)}{\sin(\varphi+\theta)}, \tag{20}$$

în care:

$$\varphi = \operatorname{ev}\alpha_{1f};\ \theta = \sqrt{\frac{R_{x1}^2}{R_{b1}^2} - 1} - \operatorname{arc\,tg}\sqrt{\frac{R_{x1}^2}{R_{b1}^2} - 1},$$

α_{1f} — fiind unghiul de angrenare frontal;
θ — unghiul de rostogolire;
R_x — distanța de la un punct de pe evolventă la centrul cercului de bază;
R_{b1} — raza cercului de bază al șeverului.

Cunoscînd unghiul γ_{Rx} pe care-l face direcţia vectorului $\overline{V}_g$ cu axa $0x$ se pot calcula proiecţiile respective:

$$V_{gx} = -V_g \cos(\pi - \gamma_{Rx}) = V_g \cos\gamma_{Rx}; \quad V_{gy} = V_g \sin(\pi - \gamma_{Rx}) = V_g \sin\gamma_{Rx}. \tag{21}$$

Înlocuind (14) şi (21) în (13) se obţine:

$$V_x = -V_l \sin\beta_{Rx} + V_y \cos\gamma_{Rx}; \quad V_y = V_y \sin\gamma_{Rx}; \quad V_z = V_l \cos\beta_{Rx} \tag{22}$$

sau, înlocuind (5), (7) şi (8) în (22), rezultă;

$$\begin{aligned} V_x &= -\omega_1 R_{d1} \frac{\sin(\beta_{1d} + \beta_{2d})}{\cos\beta_{2d}} \sin\beta_{Rx} + \\ &\quad + (\omega_1 \cos^3\beta_{1d} + \omega_2 \cos^3\beta_{2d})\, l \cos\gamma_{Rx}; \\ V_y &= (\omega_1 \cos^3\beta_{1d} + \omega_2 \cos^3\beta_{2d})\, l \sin\gamma_{Rx}; \\ V_z &= \omega_1 R_{d1} \frac{\sin(\beta_{1d} + \beta_{2d})}{\cos\beta_{2d}} \cos\beta_{Rx}. \end{aligned} \tag{23}$$

În plus:

$$\operatorname{tg}\beta_{Rx} = \operatorname{tg}\beta_{1b} \frac{R_x}{lR_{b1}}; \quad l = IM,$$

M fiind un punct curent de pe linia de angrenare.

Deci:

$$l_A = \frac{D_{b1}}{2\cos\beta_{1b}} (\operatorname{tg}\theta_{1M} - \operatorname{tg}\alpha_{1f}),$$

pentru punctele de pe segmentul $\overline{IA}$, şi

$$l_B = \frac{D_{b2}}{2\cos\beta_{2b}} (\operatorname{tg}\theta_{2M} - \operatorname{tg}\alpha_{2f}),$$

pentru punctele de pe segmentul $\overline{IB}$, unde:

$$\cos\theta_{1M} = \frac{D_{b1}}{D_{x1}}; \quad \theta_{1M} = \arccos\frac{D_{b1}}{D_{x1}};$$

$$\cos\theta_{2M} = \frac{D_{b2}}{D_{x2}}; \quad \theta_{2M} = \arccos\frac{D_{b2}}{D_{x2}}.$$

Înlocuind relaţiile (23) şi (11) în expresia (12) şi ţinînd seamă de ecuaţiile (5), (7) şi (8), se obţine:

$$\begin{aligned} m &= \frac{V_l \sin\beta_{Rx} + V_g \cos\gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin\beta_{Rx} \cos\gamma_{Rx}}}; \\ n &= \frac{V_g \sin\gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin\beta_{Rx} \cos\gamma_{Rx}}}; \\ p &= \frac{V_l \cos\beta_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin\beta_{Rx} \cos\gamma_{Rx}}}. \end{aligned} \tag{24}$$

Cu relaţiile (24) se poate determina direcţia instantanee a vectorului vitezei de aşchiere într-un punct de pe tăiş, prin precizarea unghiurilor acestui vector faţă de sistemul de referinţă al şeverului *xyz* şi prin aceasta a unghiurilor cinematice ale muchiilor şeverului corespunzătoare direcţiei vectorului vitezei de aşchiere.

Concluzii. Pe baza studierii documentaţiei existente, a condiţiilor de lucru la prelucrarea prin şeveruire a danturii roţilor dinţate, se pot trage o serie de concluzii. Astfel, dintre metodele de prelucrare definitivă a danturii roţilor dinţate, care asigură o precizie mare şi o calitate a suprafeţei flancurilor, cea mai productivă este şeveruirea.

Viteza de aşchiere la şeveruire variază pe lungimea tăişului, după o lege parabolică, cu vîrful parabolei în punctele de tangenţă de pe cilindrii de divizare (de rostogolire la angrenajul deplasat) al şeverului şi roţii de prelucrat.

Valoarea maximă a vitezei de aşchiere poate fi la vîrful dinţilor şeverului sau la baza dinţilor şeverului, după cum roţile de prelucrat au un număr mai mic sau mai mare de dinţi.

La turaţii mai mici ale şeverului zona de variaţie a vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor este mai mică, iar la turaţii mai mari zona de variaţie este mai mare.

Variaţia vitezei de aşchiere la roţile de prelucrat cu un număr mare de dinţi este mai mică decît la roţile de prelucrat cu un număr mic de dinţi. Deci prelucrarea roţilor cu un număr mare de dinţi este mai avantajoasă în cazul şeveruirii.

Datorită valorii maxime a vitezei de aşchiere de la vîrful şi baza dinţilor şeverului, roţile ce urmează a fi şeveruite vor avea profilul modificat, în sensul ca vîrful şi baza dintelui de prelucrat să nu aibă adaos, pentru a mări durabilitatea şeverelor şi pentru a se obţine după prelucrare un profil corect de evolventă.

Pentru a prelucra prin şeveruire o roată dată pe o anumită maşină, trebuie mai întîi să se calculeze valorile extreme ale vitezei de aşchiere pentru turaţiile maşinii în scopul alegerii turaţiei optime, evitînd depunerea pe tăiş şi vibraţiile.

Pentru a defini modul de lucru al şeverului disc este necesar să se cunoască direcţia vectorului vitezei de aşchiere în fiecare punct, pentru ca, secţionînd cu un plan muchia aşchietoare după direcţia vectorului vitezei de aşchiere, să se poată determina unghiurile cinematice cu care lucrează tăişurile de pe dinţii şeverului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dudley, W.* Gear handbook, New York, 1962.

[2] *Henriot, G.* Traité théorique et pratique des engrenages. Paris, 1962.

[3] *Sauer, L.* Scule pentru danturare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

[4] *Maroş, D.* Cinematica roţilor dinţate. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.

[5] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1967

[6] *Diaconescu, I.* ş. a. Maşini-unelte, vol. VI. Bucureşti, Ed. transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1962.

CZ 620.178.05 : 669.14

Dispozitive pentru efectuarea încercărilor la temperaturi joase

Radu POPA

Cunoaşterea susceptibilităţii la fragilitate a oţelurilor şi a unor caracteristici de bază necesită efectuarea de încercări la temperaturi joase.

Necesitatea efectuării de încercări la temperaturi joase se impune prin prevederile a mai multor norme şi standarde recente, printre care şi STAS 6928–64 – Oţeluri pentru construcţii metalice – complet modificate în anul 1967.

Standardele STAS 6833–63 şi 6334–66, care reglementează încercările de rezilienţă şi de tracţiune la temperaturi joase, nu prescriu dispozitivele anexe necesare pentru executarea acestor încercări. Cum aceste dispozitive lipsesc din multe laboratoare uzinale, în cele de mai jos se indică trei dispozitive şi metodica experimentată la Secţia de oboseală şi ruperi fragile din Timişoara a Academiei Republicii Socialiste România.

O metodă practică pentru realizarea acestor încercări în limitele standardelor şi normelor în vigoare este efectuarea răcirii în recipiente izoterme într-un mediu oarecare lichid, folosind azotul lichid drept agent de răcire.

Azotul lichid se obţine uşor de la fabricile de oxigen, unde intervine ca produs secundar la distilarea fracţionată a aerului şi se poate transporta uşor în vase (termos) de cîte un litru capacitate, existente în comerţ. Prin introducerea recipientelor în medii de răcire diferite se obţin temperaturi foarte coborîte. Astfel drept mediu de răcire se poate utiliza alcoolul sau acetona, pînă la temperaturi de –78 °C sau eterul de petrol, pînă la temperaturi de –138 °C.

Un litru de azot lichid permite răcirea a 12 epruvete de rezilienţă, de la temperatura iniţială de +20 °C, la temperatura de –40 °C.

Recipienţii recomandaţi pentru încercările la temperaturi joase sînt de două tipuri:

— tipul I fix, care se montează pe maşina de încercat, permit menţinerea constantă a unei anumite temperaturi timp mai îndelungat în cazul încercării de întindere statică la temperaturi joase;

— tipul II mobil, care servesc numai pentru răcirea propriu-zisă a epruvetelor supuse încercărilor de durată scurtă, cazul încercărilor prin şoc, la încovoiere sau întindere.

La încercarea de întindere statică la temperaturi joase se utilizează recipiente izoterme de tipul I care se montează în bacul inferior al maşinii de încercat; epruveta se fixează prin înşurubare în filetul prevăzut în partea inferioară a recipientului, respectiv într-o tijă metalică care face legătura cu bacul superior al maşinii.

Detaliile acestui tip de recipient se văd în figura 1.

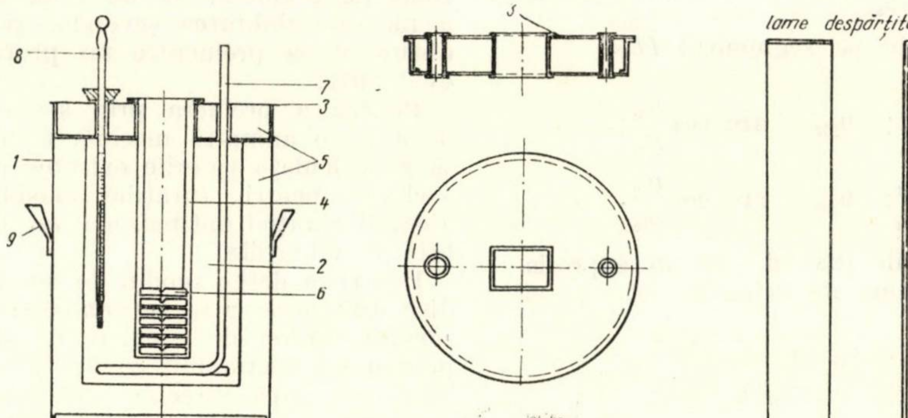


Fig. 1

Recipientele interior și exterior *1* și *2* sînt formate din cîte un vas cu pereți dubli realizați din tablă subțire de alamă prin ambutisare la strung, care se prind prin cositorire, astfel că între pereții dubli să rămînă un strat izolator de aer. Vasele se nichelează în exterior pentru ridicarea capacității de izolare.

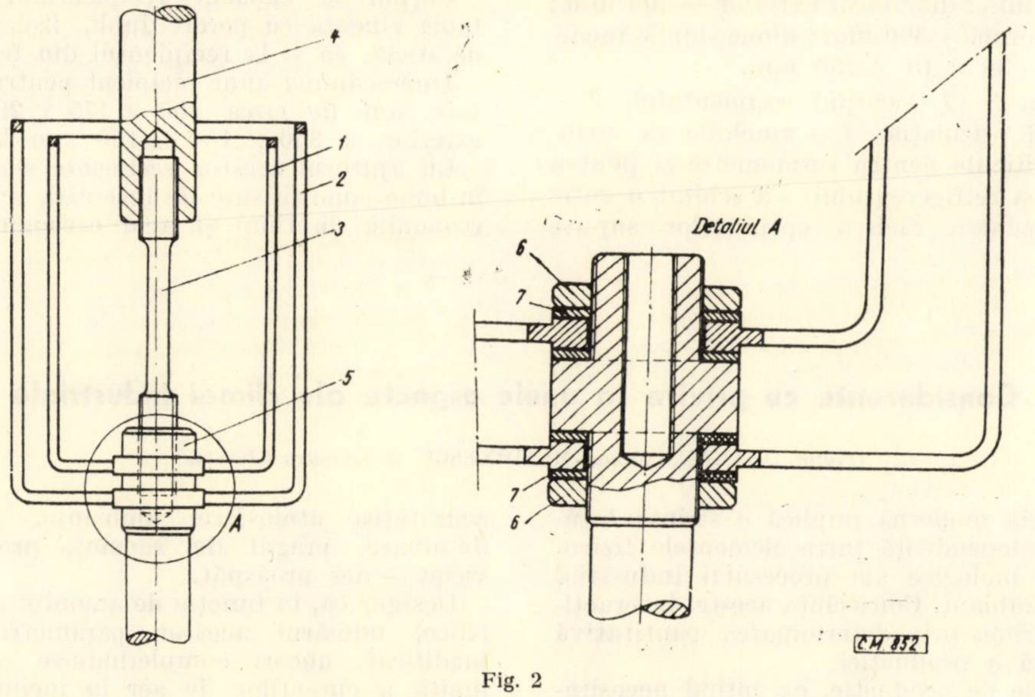


Fig. 2

Aceste vase se prind în partea inferioară pe un dorn masiv *5* cu ajutorul unor rondele metalice *6* și de etanșare *7*, cum se poate vedea în detaliul figurii 1. Interiorul dornului suport *5* este prevăzut cu un filet pentru prinderea epruvetelor *3*, iar capătul de jos al dornului este adaptat pentru fixarea în bacul mașinii de încercat.

Pentru efectuarea încercării de întindere statică se montează recipientul în mașină, se introduce epruveta de încercat în recipient, se umple vasul interior cu alcool sau acetonă, pînă la o înălțime care să acopere epruveta și o parte din bacul superior și se toarnă azot lichid în mediul de răcire, pînă la obținerea temperaturii joase dorite.

Vasul permite menținerea temperaturii prescrise în limitele de ± 1 °C, timp de 30 minute.

Vasul interior are 110 mm diametru și 170 mm lungime, iar cel exterior, 150 mm diametru și 190 mm lungime. Lungimea se poate alege în funcție de aceea a epruvetelor utilizate.

La încercările dinamice, unde durata fixării epruvetelor și a încercării propriu-zise este de 30—90 s, epruvetele se pot păstra în recipiente izoterme transportabile, în care se realizează subrăcirea dorită a epruvetelor într-un mediu lichid, agregatul de răcire fiind azotul lichid.

În figura 2 s-a schițat un recipient pentru răcirea epruvetelor de rezistență.

Corpul recipientului *1* este din tablă zincată cu pereți dubli între care se practică o izolare cu vată de sticlă *5*; capacul *3*, la fel cu pereți dubli și izolați, este prevăzut cu orificii pentru introducerea epruvetelor *6*, a unui agitator *7* și a termometrului *8*. Epruvetele se introduc cu ajutorul unui încărcător *4*, confecționat din benzi de tablă subțire, astfel ca să permită circulația lichidului refrigerent *2* în jurul epruvetelor. Epruvetele se pot extrage din indica-

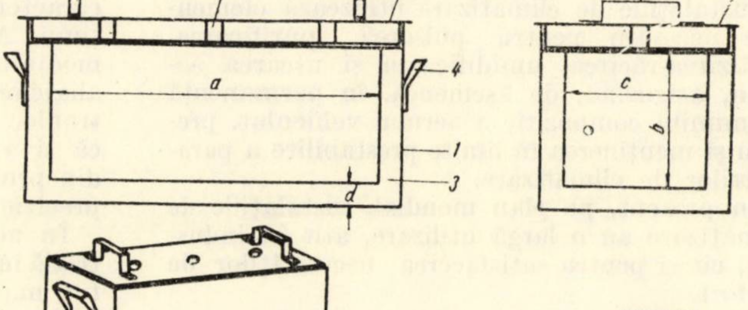


Fig. 3

tor cu o lingură sau lamă despărţitoare, în cazul că se aşază pe mai multe rînduri.

Dimensiunile unui recipient pentru răcirea simultană a 36 de epruvete sînt: diametrul interior — 130 mm; adîncimea spaţiului interior —270 mm; diametrul exterior — 200 mm; lungimea totală —500 mm; dimensiunile încărcătorului — 58 × 18 × 250 mm.

În figura 3 (*1* — corpul recipientului, *2* — capacul, *3* — izolaţia, *4* — muchiile de prindere, *5*—orificiile pentru termometre şi pentru introducerea refrigerentului) s-a schiţat o cutie izotermă pentru răcirea epruvetelor supuse la încercări de întindere prin şoc. Epruvetele fixate în bacurile auxiliare se introduc în lichidul refrigerent din cutie, de unde se extrag pentru încercare prin ridicarea capacului şi utilizînd un cleşte protector.

Corpul şi capacul recipientului sînt din tablă zincată cu pereţi dubli, izolaţi cu vată de sticlă, ca şi la recipientul din figura 2.

Dimensiunile unui recipient pentru 10 epruvete sînt de circa 400 × 175 × 200 mm la exterior şi 350 × 150 × 150 mm la interior.

Cu ajutorul acestor recipiente s-au efectuat în bune condiţii sute de încercări, realizîndu-se economie de timp şi acid carbonic.

CZ 628.87

Considerente cu privire la unele aspecte ale climei industriale

Ovidiu DRĂGAN, Mircea MLADINESCU şi Dumitru CIOVICĂ

Tehnologia modernă implică o strînsă legătură şi interdependenţă între elementele fizicochimice şi biologice ale procesului industrial şi mediul ambiant. Consecinţa acestei interacţiuni se exprimă prin determinarea cantitativă şi calitativă a producţiei.

În spaţiile de producţie, exceptînd necesităţile generale, se impun măsuri suplimentare pentru crearea unor condiţii climatice corespunzătoare, datorită degajărilor nocive, cît şi concentrării unui număr mare de oameni într-o zonă relativ restrînsă. În multe alte cazuri, producţia nu se poate desfăşura decît numai în condiţii prestabilite de climă industrială.

Aceste considerente, cît şi asigurarea unui grad de confort, au determinat crearea unor forme superioare ale tehnicii ventilaţiei: instalaţiile de climatizare.

Instalaţiile de climatizare utilizează elementele necesare pentru pulsarea, purificarea, încălzirea-răcirea, umidificarea şi uscarea aerului, asigurînd, de asemenea, în permanenţă o anumită compoziţie a aerului vehiculat, precum şi menţinerea în limite prestabilite a parametrilor de climatizare.

În prezent, pe plan mondial, instalaţiile de climatizare au o largă utilizare, atît în industrie, cît şi pentru satisfacerea necesităţilor de confort.

Exigenţele actuale fac ca aceste instalaţii să fie indispensabile în laboratoare, la elaborarea unor metale şi aliaje, în industria mecanicii fine, în industria electronică şi de automatizare, în industria textilă, în industriile care prelucrează materiale higroscopice etc.

Caracterizarea climatului industrial dintr-o incintă se exprimă în principal prin următorii parametri: temperatura, umiditatea relativă, acurateţea atmosferei ambiante, gradul de iluminare, pragul de zgomot, proporţia aer viciat — aer proaspăt.

Desigur că, în funcţie de anumite cazuri specifice, numărul acestor parametri poate fi modificat, uneori completîndu-se cu: viteza limită a curenţilor de aer în incintă, gradul de oxigenare sau ozonizare, gradul de odorizare etc.

Necesităţile tehnologice ale fabicaţiei şi condiţiile de climă industrială. O calitate superioară se imprimă unui produs în toate etapele de fabricaţie. Calitatea este determinată de unele atribute de bază printre care un loc important îl au precizia dimensională, puritatea şi omogenitatea chimică a materialelor utilizate în operă.

Expansiunea tehnică contemporană solicită ca industria să producă bunuri competitive, cu caracteristici superioare, cît mai stabile în timp. Aceste cerinţe impun condiţii riguroase mediului ambiant, în principal la elaborarea aliajelor speciale, la fabricarea aparaturii electronice şi de automatizare, în industria optică şi a mecanicii fine etc. În prezent, multe din produsele de serie trebuie să aibă clasa de precizie a elementelor etalon 0,2—0,5.

În aceste condiţii, factorii de climă industrială încep să devină indispensabili, constituind tot mai mult o parte a tehnologiei de fabricaţie.

O analiză succintă a influenţei parametrilor de climatizare asupra calităţii determină unele corelaţii. Astfel, variaţia temperaturii în limite largi poate compromite total lanţul toleranţelor dimensionale, avînd drept consecinţă ieşirea produsului din clasa de precizie proiectată, respectiv producîndu-se o depreciere a calităţii sau rebuturi.

Aceeaşi influenţă negativă o pot exercita un iluminat necorespunzător, o circulaţie inadecvată a curenţilor de aer dintr-un spaţiu de producţie sau vibraţiile mecanice care însoţesc zgomotele.

Apoi, puritatea şi omogenitatea materialelor utilizate în operă sînt direct influenţate de gradul de acurateţe şi umiditate atmosferică. Sînt procese tehnologice, cum ar fi fabricarea aliajelor pentru contacte electrice, fabricarea semiconductoarelor, urzirea firelor la viteze corespunzătoare, care nu sînt posibile cu rezultate satisfăcătoare decît numai în anumite condiţii de acurateţe şi umiditate.

Productivitatea muncii este puternic influenţată de condiţiile de climă industrială, acestea acţionînd atît asupra forţei de muncă, cît şi asupra mijloacelor de producţie.

Cantitatea şi calitatea muncii depuse sînt direct influenţate de realizarea şi menţinerea cît mai constantă a parametrilor de climatizare.

Se poate trage concluzia că abaterea parametrilor de climatizare de la valorile optime aduce o considerabilă diminuare a productivităţii muncii, diminuare care numai în cazul unui singur parametru (de exemplu temperatura) poate fi de zeci de procente.

Condiţiile de climă industrială pot, de asemenea, încetini sau accelera unele procese tehnologice, influenţînd productivitatea utilajelor şi agregatelor. De exemplu, în industria textilă productivitatea cardelor, urzitoarelor, maşinilor de filetat, gumarea şi calandrarea în industria cauciucului, depind în mare măsură de condiţiile de umiditate şi temperatură.

Temperatura, umiditatea şi acurateţea atmosferei influenţează şi precizia şi viaţa utilajelor, instalaţiilor şi SDV-urilor. Variaţia temperaturii mediului ambiant în limite largi duce la modificarea dimensiunilor pieselor şi subansamblelor componente, fapt ce influenţează precizia de prelucrare şi toleranţele alezajelor şi elementelor în mişcare.

Astfel, în cazul ghidajelor maşinilor-unelte, matriţelor de ştanţat şi ambutisat, jocurile şi strîngerile se modifică, accelerîndu-se astfel uzura fizică cu toate consecinţele sale negative.

Instalaţiile de climă industrială sînt eficiente şi sub alt aspect, deoarece vin în ajutorul personalului care îşi depune activitatea în spaţiile de producţie, realizînd prin elemente specifice o protecţie a omului, o creştere a gradului de igienă şi confort.

Menţinerea constantă a temperaturii şi umidităţii, limitarea gradului de zgomot, purificarea atmosferei, iluminatul corespunzător, compoziţia şi circulaţia aerului determină în mod direct factorii biologici respectivi, durata şi intensitatea muncii.

Efectele unor parametri de climatizare adecvaţi se pot concretiza astfel; eliminarea bolilor profesionale; reducerea concediilor medicale ca urmare a îmbolnăvirilor din cauze ivite în timpul programului de producţie; creşterea perioadei active din viaţa omului, fapt ce implicit duce la mărirea longevităţii şi la crearea condiţiilor de reducere a zilei de muncă.

În cazul cînd parametrii de climatizare se abat de la valorile optime, organismul uman trebuie să facă eforturi pentru a-şi menţine o anumită capacitate de muncă, respectiv creşte intensitatea muncii. Oboseala individului nu survine numai ca urmare a ritmului de muncă, ci şi datorită mediului ambiant, fapt ce influenţează negativ productivitatea muncii.

Unele aspecte tehnico-economice ale climatizării. Automatizarea instalaţiilor de climă industrială şi menţinerea parametrilor la valori optime duc la consumuri raţionale de energie, sub diferitele ei forme utilizate. Se asigură astfel reducerea consumurilor de abur, gaze naturale, apă, energie electrică etc., deoarece se consumă numai atît cît este necesar şi prestabilit, orice risipă de energie fiind exclusă.

În acest caz, atît pe baza datelor comparative, cît şi pe bază de calcul, se pot stabili în mod precis economiile.

O altă sursă de economii derivă din faptul că o instalaţie de climă industrială care funcţionează automat trebuie întreţinută şi supravegheată de un număr mult mai redus de persoane decît o instalaţie similară, dar care se exploatează manual.

Aspectele tehnico-economice ce se desprind din analiza detaliată a problemelor legate de climatizarea industrială sînt multiple şi complexe. Cercetarea ştiinţifică ar putea analiza care sînt factorii economici concreţi, modul de variaţie şi ponderea acestora, optimizarea generală a parametrilor de climatizare în cazul general şi în cadrul unor ramuri industriale, ţinîndu-se seamă de programul specific de fabricaţie.

Studierea acestor aspecte este oportună şi necesară în vederea alegerii soluţiilor tehnice şi a cunoaşterii timpilor de recuperare a investiţiei.

Elemente constructive ale instalaţiilor de climatizare. Prepararea aerului la anumite valori ale parametrilor de climatizare şi menţinerea acestor valori în cadrul unor anumite limite se realizează în centrale de climatizare ale căror număr, mărime şi structură pot varia după necesităţi.

În figura 1 se reprezintă schematic o centrală de climatizare (*1* — canale pentru refularea aerului în zonele climatizate; *2* — schimbător de căldură; *3* — amortizoare de zgomot; *4* — cameră de spălare; *5* — electrofiltre; *6* — filtre mecanice (labirint); *7* — ventilator pentru aer de adaos; *8* — clapete pentru reglarea aerului de adaos; *9* — clapete pentru reglarea aerului recirculat; *10* — clapete pentru reglarea aerului viciat; *11* — ventilator pentru aspirație din zona climatizată; *12* — amortizoare de zgomot; *13* — canal cu clapete de reglare pentru aspirarea aerului din zonele climatizate).

Modul de funcționare este următorul: ventilatorul *11*, care aspiră din canalul *13*, împinge aerul prin clapetele reglabile *9*, în funcție de poziția acestora; o parte din aerul aspirat va fi evacuat în exterior (conform sensului *a*), iar o altă parte, împreună cu aerul de adaos aspirat din exterior (conform sensului *b*), va fi preluat de ventilatorul *7* prin clapetele *8*.

Proporția optimă permanentă între aerul proaspăt și aerul recirculat este asigurată prin deschiderea și închiderea automată a seturilor de clapete de reglaj *8*, *9* și *10* ce lucrează în interdependență.

În continuare, aerul este purificat prin filtrele mecanice *6* și în electrofiltrele *5*.

În camera de spălare *4* se efectuează o tratare multiplă a aerului;

— o umidificare, folosindu-se un umidificator construit din elemente de pulverizare fină;

— o modificare a temperaturii aerului (în funcție de entalpia vaporilor de apă); din acest considerent, în timp de vară, cînd temperatura exterioară este superioară celei prestabilite în incinta climatizată, apa utilizată în umidificator este răcită în prealabil într-o instalație frigorifică (anexă centralelor de climatizare);

— o purificare suplimentară a aerului.

Constructiv, camera de spălare este dotată cu sisteme de laminare a aerului și de reținere a picăturilor.

În vederea eliminării vibrațiilor și zgomotelor ce s-ar putea transmite prin coloana de aer, în apropierea capetelor centralei de climatizare se amplasează două amortizoare de zgomot *3* și *12* constituite din pereți paraleli fonoabsorbanți.

După traversarea amortizorului de zgomot *3*, aerul se vehiculează prin schimbătoarele de căldură *2* parcurse de agentul termic (în cazul de față apă supraîncălzită).

Prin rețeaua de canale *1*, aerul dozat, purificat, umidificat, încălzit (răcit) este vehiculat în zonele climatizate.

Pentru menținerea temperaturii zonelor climatizate în cadrul unor limite impuse, nu este suficient ca aerul să fie tratat numai în centralele de climatizare. Suplimentar, se iau măsuri de izolare termică a incintei climatizate, limitîndu-se coeficienții de transmitere a căldurii prin pereții exteriori. De asemenea, constructiv, spațiile climatizate se ecranează împotriva radiațiilor solare care pot dezechilibra repartiția temperaturilor și modifica bilanțul energetic.

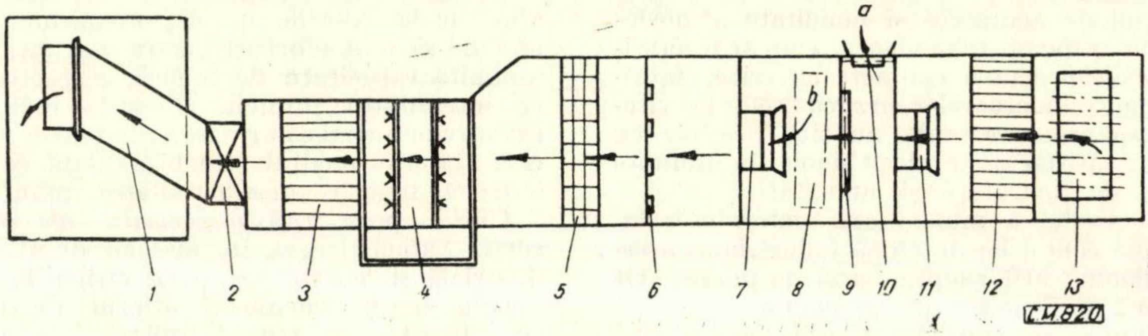


Fig. 1

În aceste cazuri ferestrele halelor de producție se elimină. Sînt situații cînd, din considerente ergonomice, se acceptă un număr de ferestre „psihologice".

Iluminatul halelor climatizate, ca parte constitutivă a climei industriale, implică unele particularități. Astfel, avînd în vedere ecranarea acestor hale, iluminatul va fi continuu și constant, nefiind influențat de oră sau anotimp.

Pentru limitarea zgomotelor sub un anumit prag admisibil, constructiv se prevăd unele măsuri, dintre care se amintesc cele mai importante: amplasarea tuturor utilajelor pe elemente antivibrante (elemente vibrașoc); placarea interioarelor (tavane, stîlpi, pereți laterali) cu elemente fonoabsorbante compuse din plăci de aluminiu căptușite cu perne speciale; utilizarea difuzoarelor pentru absorbția și evacuarea aerului din zona climatizată.

Avînd în vedere că centralele de climatizare sînt izolate fonic, iar pardoseala, de regulă, este și fonoabsorbantă, se obțin rezultatele dorite. De exemplu, la F.E.A. (Fabrica de elemente pentru automatizări), într-o secție de prese mecanice se pot duce convorbiri inteligibile pe un ton normal.

Pentru a putea modifica și menține parametrii de climatizare după necesități, instalațiile de climatizare se dotează cu echipamente de reglare automată, care acționează în funcție de perturbațiile sistemului și de mărimile impuse inițial.

Unei centrale de climatizare cu două canale de refulare, reprezentată în figura 1, îi corespunde în figura 2 o schemă de reglaj cu elemente pneumatice, care cuprinde cinci circuite de reglare automată :

— două circuite pentru reglarea temperaturii în zona climatizată (circuite de reglare în cascadă, a doua mărime de reglaj fiind temperatura în canalul de aer, măsurată la ieşirea din schimbătoarele de căldură) ;

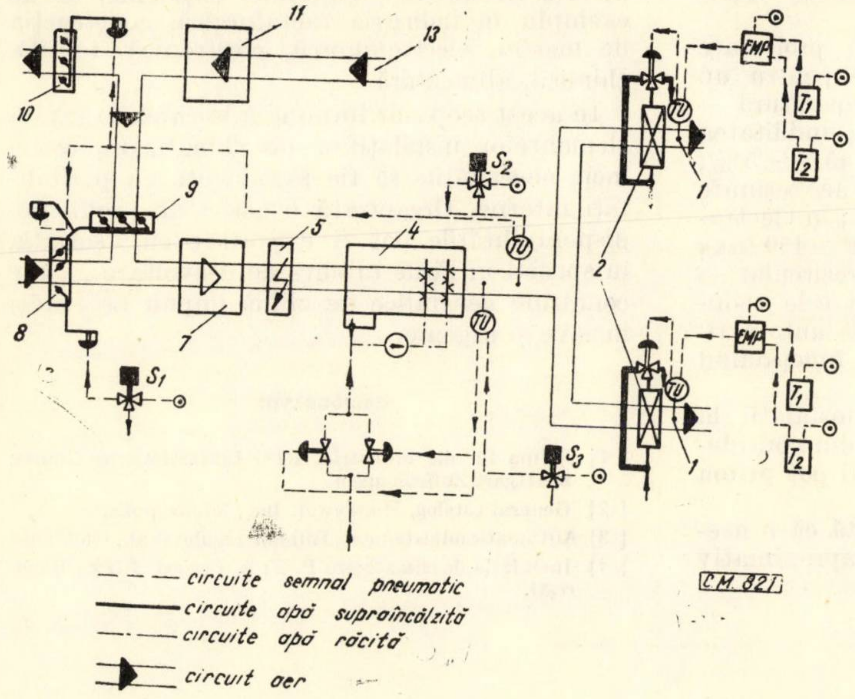


Fig. 2

— două circuite de reglare a temperaturii şi umidităţii aerului la ieşirea din camera de spălare şi umidificare, unul folosit numai vara şi care acţionează asupra debitului de apă răcită, iar celălalt care acţionează asupra clapetelor de reglaj al aerului recirculat, de evacuare şi de adaos ;

— un circuit de menţinere în poziţia „deschis" (în funcţie de starea electroventilului S1) a 20 — 30% din setul de clapete al aerului de adaos (pentru completarea pierderilor).

Pentru circuitul de reglare în cascadă se foloseşte schema-bloc din figura 3. Se observă că pentru acest circuit se utilizează ca mărimi reglate temperatura aerului în hala de fabricaţie t_h, indicată de două termostate T_1 şi T_2, şi temperatura aerului în conducta de refulare t_{ca}, cu variaţii mult mai rapide, indicată de termostatul pentru punctul de condensare *TU*.

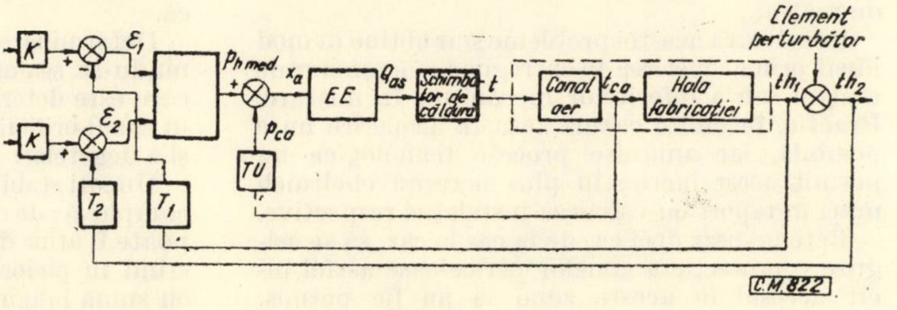


Fig. 3

Mărimea medie $p_{h\,med}$ a diferenţelor de semnale ε_1 şi ε_2 dintre temperaturile din hala climatizată — traduse în presiune — şi valorile programate x_{i1} şi x_{i2} — traduse în presiune de elementele *K* —,realizată de elementul de medie presiune *EMP*, serveşte drept mărime iniţială pentru termostatul *TU* şi se compară cu temperatura t_{ca} (tradusă în presiunea p_{ca}) din canalul de aer.

Rezultatul comparaţiei x_a se aplică ventilului pneumatic (elementului de execuţie *EE*) ce modifică debitul agentului termic Q_{as} în schimbătorul de căldură, obţinîndu-se astfel temperatura dorită (principiul clasic al reglării în cascadă).

Circuitul de reglare în timp de vară (care în timpul iernii poate fi oprit prin blocarea electroventilului S_3) reglează temperatura şi umiditatea în canalul de aer prin modificarea debitului de apă răcită, debit dictat de rezultatul comparaţiei dintre mărimea iniţială fixată manual şi temperatura în canalul de aer (traduse în presiune).

Reglarea umidităţii şi temperaturii aerului se poate efectua şi în afara timpului de vară, în care caz se va utiliza apă curentă (electroventilul S_3 deblocat).

Circuitul de reglare în timp de iarnă (care, vara, se opreşte prin blocarea electroventilului S_2) reglează temperatura amonte de schimbătoarele de căldură prin acţionarea clapetelor de evacuare şi admisiune (în interdependenţă cu cele de recirculare).

Astfel, debitul de aer proaspăt se va mări sau micşora, în funcţie de rezultatul comparaţiei dintre mărimea iniţială (dorită) fixată manual şi temperatura în canalul de aer.

Prin acţionarea electroventilului S_1 se pot menţine deschise 20 — 30% din setul de clapete pentru aerul de adaos, variind astfel proporţia aer viciat-aer proaspăt.

Electroventilele bipoziţionale S_1, S_2, S_3 sînt acţionate prin intermediul unor termostate reglate pentru atingerea unor valori limită de temperatură (vara, iarna, avarii etc.).

Realizări şi perspective. Una din primele instalaţii complexe de climă industrială din ţara noastră s-a dat în exploatare la F.E.A. — Bucureşti. Instalaţia constituie un element de bază pentru fabricarea aparaturii de automatizare de înaltă precizie.

Informativ se prezintă valorile proiectate ale unor parametri de climatizare pentru un sector de fabricaţie din F.E.A. : temperatura — vara 23°C ± 1°C, iarna 22°C ± 1°C ; umiditatea relativă — vara 55% ± 5%, iarna 45% ±5% ; diametrul minim al suspensiilor din aer reţinute în filtrele mecanice — pînă la 5 µm ; în electrofiltre — pînă la 0,5 µm ; iluminarea — 450 lux ; proporţia aer proaspăt din aer recirculat — 0,2 — 0,3. Rezultatele obţinute sînt cele scontate, instalaţia de climatizare şi de automatizare (electropneumatică) a acesteia funcţionînd la parametrii proiectaţi.

Necesitatea introducerii acestei instalaţii la F.E.A. a rezultat, în primul rînd, din considerente tehnologice, deşi în alte cazuri pot prima alte criterii.

Din unele date incomplete rezultă că o asemenea instalaţie se amortizează în aproximativ cinci ani.

Deşi experienţa F.E.A. este printre primele de acest gen, poate fi considerată constructivă, astfel încît este indicat şi rentabil ca instalaţiile de climă industrială să-şi găsească aplicarea şi în alte ramuri ale economiei naţionale, ca de exemplu în industria metalurgică, construcţia de maşini, electrotehnică, electronică, textilă, chimică, alimentară.

În acest scop s-ar impune fabricarea în ţară a elementelor instalaţiilor de climatizare, astfel încît necesităţile să fie satisfăcute cu posibilităţi interne. Organizată o astfel de producţie, disponibilităţile pot fi exportate cu uşurinţă, în special în ţările în curs de dezvoltare , unde condiţiile geografice de climă impun necesităţi masive şi urgente.

BIBLIOGRAFIE

[1] Klima für die Industrie, LTG Lufttechnische GmbH, Stuttgart Zuffenhausen.

[2] General catalog, Honeywell Inc., Minneapolis.

[3] Automatic adjustement, Bilman, regulator ab, Huddinge.

[4] Instalaţia de climatizare F. E. A. Proiect ICPE, Bucureşti.

CZ 621.81—783

Criterii de construcţie şi montare corectă a apărătorilor în zonele periculoase ale organelor de maşini în mişcare

Iosef CATZ

Protecţia împotriva accidentelor care ar putea avea loc datorită neasigurării organelor de maşini în mişcare a constituit în permanenţă o preocupare pentru proiectanţii şi constructorii de maşini.

Rezolvarea acestei probleme s-ar obţine în mod ideal prin acoperirea în întregime a organelor de maşini sau a diferitelor mecanisme în mişcare. Practic, în multe cazuri această acoperire nu e posibilă, iar anumite procese tehnologice nu permit acest lucru ; în plus necesită cheltuieli mari în raport cu valoarea instalaţiei respective.

Este necesar deci ca, de la caz la caz, să se asigure o protecţie a zonelor periculoase astfel încît accesul în aceste zone să nu fie permis. Protecţia trebuie să fie asigurată cu diferite apărători, grilaje, paravane sau plase.

În ceea ce priveşte distanţele dintre aceste mijloace de protecţie şi zonele periculoase, precum şi distanţele dintre barele grilajelor, mărimea ochiului de plasă etc., acestea sînt dimensionate, de obicei, în mod empiric.

Stabilirea distanţei minime de la apărătoare la zona periculoasă trebuie astfel făcută încît să fie exclusă atingerea organului de maşină în mişcare. Această condiţie, în general, este satisfăcută prin apreciere, luîndu-se un anumit coeficient de siguranţă. Stabilirea exactă a distanţei şi a înălţimii apărătorii se poate face numai la montarea instalaţiei pe locul de muncă.

Determinarea distanţelor necesare se face ţinîndu-se seamă de raza de întindere a mîinii, care este determinată de lungimea braţelor, iar în cazul orificiilor, de lăţimea şi grosimea palmei şi a degetelor.

Uneori stabilirea anumitor parametri este mai complexă ; de exemplu punctul cel mai înalt care poate fi atins de către organele corpului omenesc stînd în picioare, nu este numai distanţa egală cu suma lungimii corpului de la talpa piciorului pînă la umăr, plus lungimea braţului inclusiv degetul lung, deoarece omul încercînd să ajungă cît mai sus posibil, ridică suplimentar călcîiul de la un picior, precum şi umărul din cealaltă parte a corpului. Acelaşi lucru se poate întîmpla şi la un loc periculos aflat la distanţă maximă pe orizontală.

În „Instrucţiunile model de tehnica securităţii", elaborate de Biroul internaţional al muncii din Geneva, se stabileşte limita de întindere a mîinii în înălţime la 2,60 m ca limită de securitate a muncii, iar în S. U. A. se ia ca valoare maximă 2,50 m.

Cercetările întreprinse în alte țări (Noua Zeelandă) au determinat ca limită suficientă de întindere a mîinii în înălțime, de la suprafața locului de muncă, distanța de 2,44 m.

Întinderea mîinii deasupra apărătorii nu se termină întotdeauna prin contactul corpului cu apărătoarea. În cazul apărătorilor joase, corpul mai poate fi înclinat dincolo de acestea și atunci raza de întindere a mîinii este mai mare decît lungimea brațului. Dacă înălțimea apărătorii este egală cu înălțimea omului pînă la axa orizontală a brațelor, raza de întindere a mîinii este egală cu lungimea brațelor. În cazul cînd lungimea apărătorii este mai mare decît înălțimea omoplatului omului, întinderea mîinii deasupra apărătorii se termină fie la cot, fie — dacă înălțimile sînt mai mari — la încheietura mîinii sau chiar la baza degetelor.

În figura 1 sînt concretizate rezultatele cercetărilor și încercărilor efectuate în problema apărătorilor.

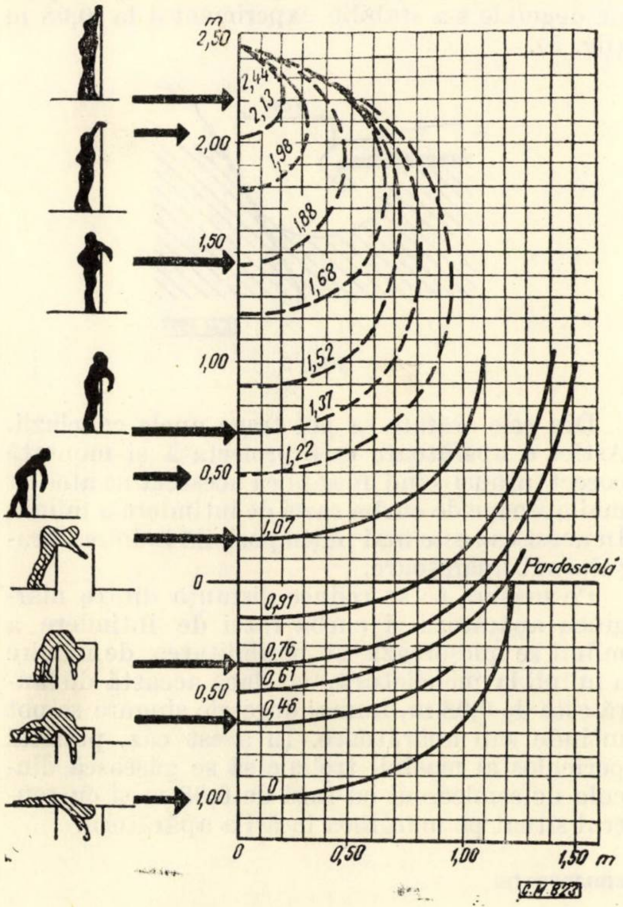


Fig. 1

În abscisă sînt redate distanțele orizontale ale apărătorii pînă la zona de pericol, iar în ordonată se indică distanța pe verticală a părților periculoase pînă la suprafața de sprijin (a picioarelor). Înălțimea minimă necesară a apărătorii se poate lua din curba trasată. Curbele sînt valabile și pentru locurile periculoase aflate sub nivelul pardoselii (gropi, rezervoare etc.).

Aceste curbe determinate experimental au constituit baza pentru datele cuprinse în tabela 1.

Tabela 1

Distanța dintre pardoseală și partea periculoasă a mașinii, m	Înălțimea apărătorii, m								
	1,22	1,37	1,52	1,68	1,83	1,98	2,13	2,28	2,44
2,44	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2,36	0,23	0.23	0,23	0,23	0,23	0,15	0,13	0,10	
0,28	0,38	0,38	0,38	0,38	0,30	0,23	0,18	0,10	
0,21	0,53	0,53	0,53	0,46	0,38	0,30	0,20	0	
2,13	0,61	0,61	0,61	0,53	0,46	0,30	0,20		
2,06	0,68	0,61	0,61	0,61	0,46	0,30	0,08		
1,98	0,76	0,68	0,68	0,61	0,46	0,30	0		
1,90	0,84	0,68	0,68	0,61	0,46	0,23			
1,83	0,84	0,76	0,68	0,61	0,46	0			
1,75	0,91	0,76	0,68	0,61	0,46				
1,68	0,91	0,76	0,68	0,61	0,38				
1,60	0,91	0,76	0,68	0,61	0,38				
1,52	0,91	0,76	0,68	0,61	0,23				
1,45	0,91	0,76	0,68	0,53	0				
1,37	0,91	0,76	0,68	0,46					
1,30	0,91	0,76	0,68	0,38					
1,22	0,91	0,76	0,61	0					
0,14	0,91	0,76	0,61						
1,07	0,91	0,68	0,53						
0,99	0,91	0,68	0,46						
0,91	0,84	0,61	0,30						
0,84	0,84	0,53	0						
0,76	0,76	0,38							
0,68	0,61	0,15							
0,61	0,53	0							
0,53	0,38								
0,46	0								
0,38									
0,30									

Aplicarea acestor date se face în modul următor : se presupune că punctul periculos cel mai apropiat pe orizontală se află la înălțimea de 1 m față de pardoseală ; pentru o apărătoare avînd înălțimea de 1,22 m, rezultă că distanța de la punctul periculos pînă la apărătoare trebuie să fie de aproximativ 0,91 m (fig. 2), pentru înălțimea apărătorii de 1,37 m corespunde o distanță de 0,68 m, iar pentru înălțimea de 1,52 m corespunde o distanță de 0,46 m.

În cazul întinderii mîinii în jurul apărătorilor, raza de întindere a mîinii depinde de lățimea apărătorii, precum și de poziția corpului. Astfel, dacă corpul se află aproape de o apărătoare joasă, raza de întindere a mîinii este mai mare decît lungimea brațului, deoarece corpul poate fi înclinat.

La o apărătoare laterală raza de întindere a mîinii este limitată de cot sau de încheietura mîinii.

Limitele de întindere a mîinii arătate în figura 1 pot servi ca bază pentru determinarea lățimii apărătorilor.

În urma experienţelor făcute s-a stabilit că raza de întindere a mîinii pentru distanţa medie între cot şi vîrfurile degetelor are valoarea de 0,46 m.

Dacă, ţinînd seamă de cele arătate, apărătoarea orizontală se fixează la o distanţă de 0,40 m (sau mai puţin) de la curba razei de întindere a mîinii (fig. 3), antebraţul nu se poate îndoi sub apărătoare. În această situaţie se poate considera că apărătoarea a fost corect amplasată.

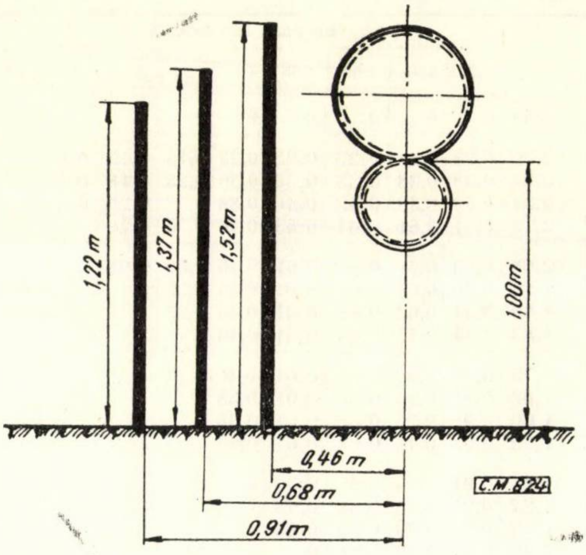


Fig. 2

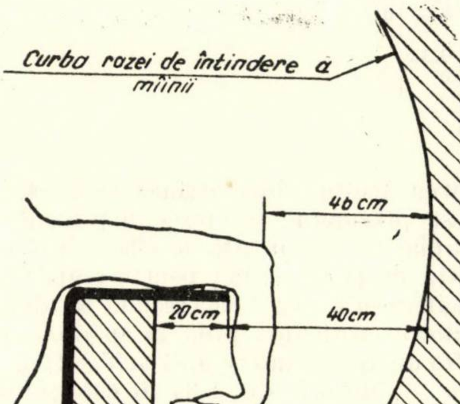


Fig. 3

În cazul în care apărătoarea este astfel montată încît încheietura mîinii se sprijină pe muchia unei apărători orizontale, mîna poate fi astfel îndoită încît să se afle în apropierea unui punct periculos al maşinii. În această situaţie trebuie să se ia ca rază de întindere distanţa de 0,20 m care este mai mică decît lungimea mîini propriu-zise (fig. 4) şi care poate fi prezentată ca un semicerc cu raza de 0,20 m avînd centrul situat pe marginea apărătorii.

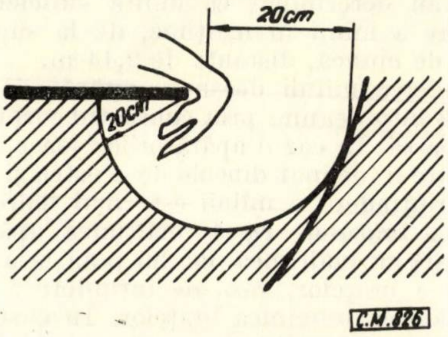


Fig. 4

Dacă toată mîna nu se poate îndoi peste marginea apărătorii, există totuşi posibilitatea îndoirii degetelor, Distanţa pînă la care pot ajunge degetele s-a stabilit experimental la 0,08 m (fig. 5).

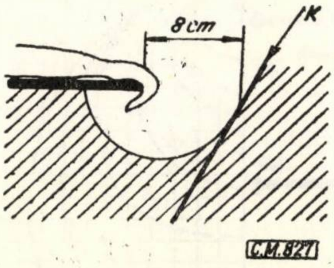


Fig. 5

Din cele arătate se pot trage unele concluzii. Astfel o apărătoare este proiectată şi montată corect atunci cînd marginea acesteia se află cît mai aproape de curba razei de întindere a mîinii. În acest caz este mai puţin posibilă îndoirea braţului sub apărătoare.

Pe măsură ce se reduce distanţa dintre marginea apărătorii şi curba razei de întindere a mîinii se micşorează şi posibilitatea de îndoire a mîinii la încheietură, iar dacă această distanţă este de 0,08 m, numai degetele singure se pot întinde sub apărătoare. În acest caz, punctul periculos al maşinii trebuie să se găsească dincolo de semicercul cu rază de 0,08 m şi cu centrul situat pe marginea însăşi a apărătorii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Koch, H.* Grilaje de protecţie, paravane, zone de pericol. In : Sicher ist Sicher, nr. 4, apr 1966.

[2] *Annotated.* Bibliography of Applied Physical Antropology in Human Engineering, mai 1958.

[3] Instrucţiuni model de tehnica securităţii muncii, elaborate de Biroul internaţional al muncii.

Brevete

revet nr. 48496 — 07. VIII. 1967. **Manşetă inelară de etanşare.** Iosif Abrihan.

Invenţia se referă la o manşetă inelară de etanşare, care asi-ură circulaţia fără pierderi a unui fluid de la un element ro-itor central la unul fix exterior, sau invers, de la un element otitor exterior la unul fix central.

Manşeta inelară de etanşare considerată înlătură dezavan-ajele menţionate, prin aceea că este realizată dintr-un singur lement cu secţiunea în formă de **H** şi este extensibilă atît latorită proprietăţilor elastice ale materialului din care se onfecţionează, cît şi datorită degajării centrale inelare şi a ormei pereţilor laterali şi interiori.

În figura 1 apare o secţiune diametrală printr-un ansamblu ormat din două manşete, iar în figura 2, o secţiune parţială rin două manşete, cu indicarea circulaţiei fluidului.

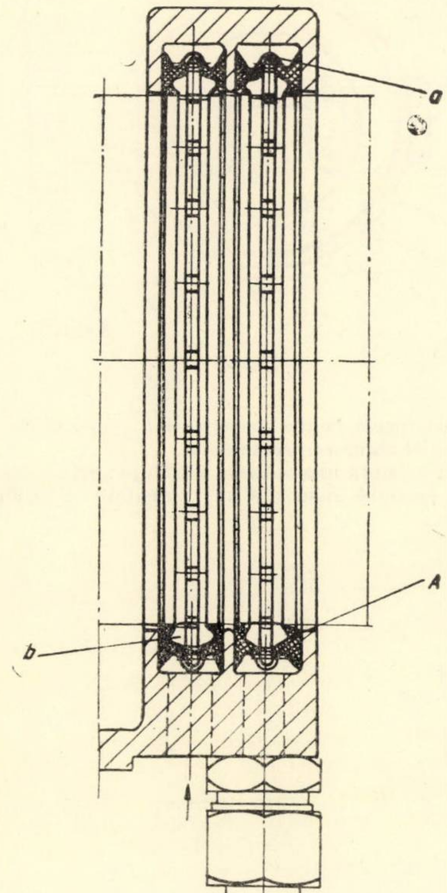


Fig. 1

Conform invenţiei, manşeta inelară de etanşare reprezintă o construcţie elastică, inelară, cu secţiunea transversală *A* în formă de **H**, prevăzută pe circumferinţă cu o serie de orificii *a* prin care fluidul de lucru pătrunde sau este evacuat. Datorită presiunii acestuia se produce o extindere a unei degajări inelare circulare *b* şi a unor suprafeţe de etanşare *c* şi *d*, acestea din urmă asigurînd etanşarea. Cînd presiunea fluidului încetează, manşeta inelară de etanşare se strînge, suprafeţele *c* şi *d* ale acesteia se retrag, întrerupînd contactul cu suprafeţele conjugate ale pieselor cu care vin în atingere.

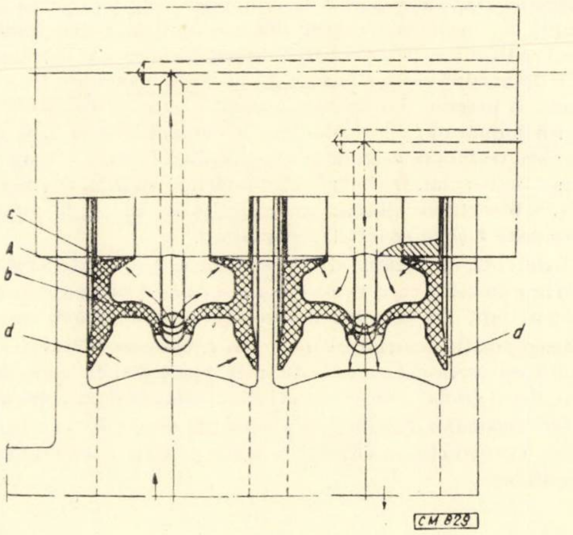


Fig. 2

Brevet nr. 48493—04.09.1967 — **Mecanism diferenţial pentru indicarea lungimilor de cursă.** Ladislau Nagy.

Invenţia se referă la un mecanism diferenţial pentru indicarea lungimilor de cursă la maşinile de rabotat transversal. Mecanismul este constituit dintr-o carcasă *1*, în care sînt in-

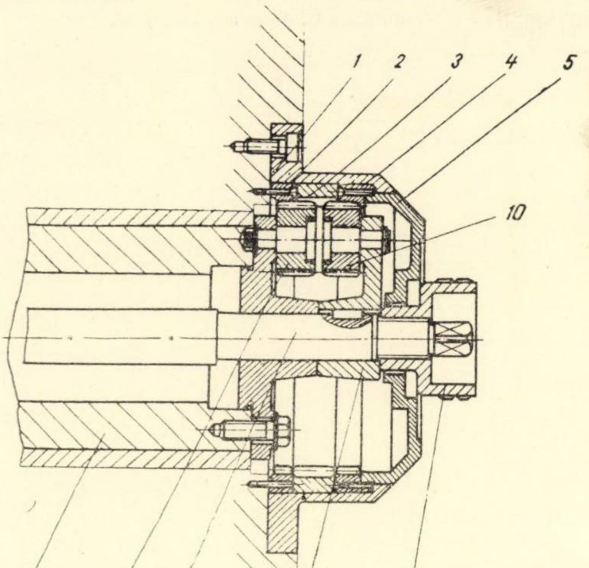


Fig. 1

troduse niște coroane *2*, *3* și *4* dințate la interior, prima fiind montată fix, cea de-a doua cu dantura corijată montată liber iar ultima *4*, care are un număr egal de dinți cu prima, este prinsă solidar cu un disc gradat *5*. Pe un ax *6* aparținînd roții culisei (nefigurată) este montată excentric o roată dințată planetară *7*, care angrenează cu coroanele *2* și *3*, iar pe o manivelă *8* fixată pe o tijă de reglare *9*, este montată o roată dințată planetară *10*, care angrenează cu coroanele *3* și *4*. Blocarea tijei de reglare *9* se realizează prin strîngerea unei piulițe *11*, iar deblocarea prin slăbirea acesteia, reglarea cursei fiind realizată prin rotirea tijei de reglare *9*, care prin manivela *8* determină rotirea angrenajului roată planetară *10* — coroană *4*, precum și a discului gradat *5*, aceasta din urmă datorită numărului diferit de dinți a coroanelor *3* și *4*. O linie gradată trasată pe carcasa *1* indică pe discul gradat *5* lungimea cursei berbecului. În timpul funcționării mașinii, tija de reglare *9* este blocată cu ajutorul unei piulițe *11*, iar roțile dințate planetare *7* și *10* se învîrtesc simultan.

Diferența de rotații dintre coroanele *2* și *3* este egală ca mărime cu cea a coroanelor *3* și *4*, dar sensul lor de rotire este diferit, fapt din care rezultă în timpul funcționării mașinii aceeași poziție pentru coroanele *2* și *4*. Coroana *2* fiind solidarizată cu carcasa *1* nu execută nici o mișcare, în consecință nici discul gradat *5* nu se va roti fiind solidarizat cu coroana *4*.

Mecanismul indică lungimea cursei în orice poziție a berbecului. Construcția sa robustă asigură precizie și siguranță în funcționare.

Brevet nr. 48499 — 22. 08.1967 — **Robinet cu clapetă**. Ing. Nicolae Dumescu.

Invenția se referă la un robinet cu clapetă rotitoare presată, folosit în instalațiile de producere a vidului.

Robinetul cu clapetă conform invenției (fig. 1, *a* și *b*) este format dintr-un corp *1*, pe care sînt sudate două lagăre *2* și *3*, prevăzut cu un locaș sferic *a* pe care este presată o garnitură de cauciuc *4*, solidară cu o clapetă *5* ce poate fi rotită într-o poziție paralelă cu direcția de curgere a fluidului cu ajutorul unui ax *6*, care are o proeminență excentrică *b*, și care este ținut în contact permanent cu clapeta *5* datorită unor arcuri spirale *7* și *7'*, montate în două casete *8* și *8'*.

Pentru închiderea robinetului, o roată de manevră *9* solidară cu axul *6* rotește clapeta *5* prin frecare pînă cînd garnitur de cauciuc *4* se așază pe locașul sferic *a*, după care, acționîn în continuare, proeminența excentrică *b* presează clapeta *5* asigurînd astfel etanșarea robinetului.

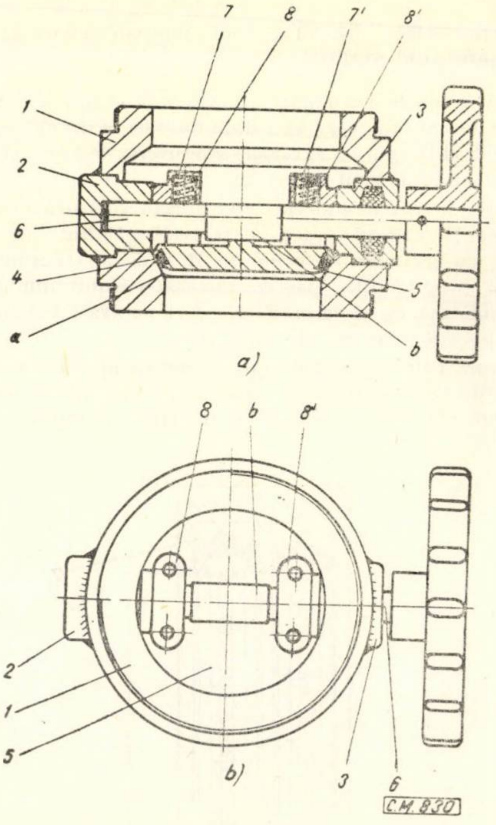


Fig. 1

Robinetul prezintă următoarele avantaje : este o construcție simplă, prezintă siguranță în exploatare și manipulare ușoară.

Documentare

„Tendinţe actuale în domeniul maşinilor—unelte" (Present trends in machine tools). A. P. Debos În: French engineering industries, nr. 19, 1968, p. 20—26.

Concepţia maşinilor-unelte este puternic influenţată în prezent de tendinţele generale ale fabricaţiei de serie mare, respectiv utilizarea materialelor noi ca metale uşoare — chiar titan şi materiale plastice, creşterea preciziei dimensionale a semifabricatelor şi pieselor brute, realizarea unor operaţii de finisare care să nu producă tensiuni interne sau ridicarea temperaturii pieselor prelucrate. Aceste trei tendinţe combinate cu un grad înalt de automatizare caracterizează maşinile-unelte moderne.

O importanţă deosebită se acordă sculelor, maşina-unealtă fiind în ultimă instanţă un ansamblu mecanic dispus în jurul sculei pentru a-i asigura cele mai bune condiţii de lucru (rigiditate, precizie, uzură minimă, evacuarea aşchiilor etc.). Plăcuţele din carburi metalice sînt în continuă perfecţionare (carburi de titan), în timp ce folosirea materialelor ceramice a rămas limitată la unele cazuri particulare de finisare. Se întrebuinţează din ce în ce mai mult plăcuţe din carburi metalice fixate mecanic şi prezentate succesiv în mai multe poziţii de tăiere, eliminîndu-se ascuţirea lor.

Prelucrarea prin aşchiere la cald este valabilă pentru piese de configuraţie simplă, compensînd relativa complexitate a procedeului.

În domeniul maşinilor-unelte pentru prelucrarea metalelor prin aşchiere tendinţele generale pot fi rezumate astfel: mărirea puterii motoarelor electrice de acţionare, a vitezelor de aşchiere şi de avans pentru a rezista concurenţei procedeului de prelucrare prin extrudere; rigidizarea corespunzătoare a batiurilor, în vederea eliminării vibraţiilor; dezvoltarea sistemelor automate de încărcare, descărcare şi transfer a pieselor, schimbarea automată a sculelor; extinderea sistemelor integrate de măsurare în timpul ciclului cu comandă mecanică, pneumatică, hidraulică sau electronică, cuplate cu dispozitive de corecţie automată a poziţiei sculelor (Feed Back Control); extinderea maşinilor-unelte automate cu comandă program (cartele perforate tamburi) sau cu comandă numerică (bandă magnetică, bandă perforată).

În ceea ce priveşte maşinile-unelte specializate, strungurile — care reprezintă astăzi circa 25% din totalul maşinilor-unelte —, sînt puternic concurate de extruderea la rece şi rectificare, ponderea lor în anul 1975 scăzînd la 12%; în schimb, ponderea maşinilor de rectificat va creşte de la 22 la 26%. De asemenea, apariţia unor noi procedee de obţinere directă a danturii roţilor dinţate va determina o diminuare cu 2% a numărului maşinilor de danturat.

Dezvoltarea maşinilor-unelte cu comandă numerică va păstra aceeaşi cadenţă accelerată. Utilizarea circuitelor integrate, concomitent cu simplificarea lor a permis micşorarea sensibilă a volumului ocupat şi creşterea fiabilităţii acestor maşini. Dacă pînă acum au fost întrebuinţate numai în producţia de serie mică, este posibil ca perfecţionarea în continuare în sensul măririi fiabilităţii să conducă la introducerea lor cu succes în producţia de serie mijlocie (în prezent funcţionează deja maşini de transfer cu comandă numerică pentru prelucrarea unor familii de piese). Această tehnică impune însă o transformare radicală a organizării uzinelor (programare, lansare, pregătirea sculelor etc.) şi perfecţionarea cartelelor perforate şi a codurilor (sistemul EXAPT utilizat în R. F. a Germaniei cuprinde indicaţii de prelucrare, viteze de aşchiere, viteze de avans, schimbarea sculelor etc.).

Un institut de cercetări prevede că în anul 1975, în S. U. A. va exista în industria de prelucrare a metalelor prin aşchiere un efectiv de 1 500 000 de salariaţi, din care 400 000 de programatori şi 100 000 de specialişti în întreţinerea maşinilor- unelte cu comandă numerică.

ing. *V. Calcan*

Noi maşini pentru introducerea îngrăşămintelor organice. G. L. Varlamov. În: Traktori i selhozmaşinî, nr. 4, 1968.

La uzina Rigaselmaş s-a construit o nouă variantă de remorcă împrăştietoare 1-PTU-3,5. Spre deosebire de maşinile de serie, remorca este prevăzută cu instalaţie de împrăştiere tip şnec în locul tobelor cilindrice cu palete dreptunghiulare, schema cinematică de antrenare fiind modificată. Transportorul remorcii 1-PTU-3,5 este realizat pe patru lanţuri calibrate sudate ce înlocuiesc lanţurile cu role-bucşă. Alte schimbări apar în construcţia mecanismului cu clichet. Înălţimea cadrului reticular a fost redusă la 350 mm.

La instalaţia de împrăştiere, şnecul inferior de fărîmiţare este montat în caroseria remorcii, iar cel superior în prelungirea caroseriei. Această dispoziţie asigură o bună fărîmiţare a îngrăşămintelor şi distribuirea lor pe o lăţime de 5 m.

Caracteristicile tehnice ale remorcii 1-PTU-3,5 sînt: capacitatea de încărcare — 3 500 kgf, greutatea — 1 500 kgf, greutatea instalaţiei de împrăştiere — 110 kgf, diametrul şnecurilor — 352 mm, turaţia şnecului inferior — 304 rot/min, turaţia şnecului superior — 684 rot/min. Remorca se caracterizează prin indici de exploatare superiori la productivitatea de 15—17 t/h şi puterea mecanismului pentru antrenarea instalaţiei de împrăştiere de 8,3 CP.

O altă maşină originală este împrăştietorul unificat RNŞ—4,0 destinat pentru introducerea superficială în sol a îngrăşămintelor organice, amestecurilor mineralo-organice şi compostului. Maşina RNŞ — 4,0 este suspendată pe şasiul autopropulsat SŞ — 75. Ea se compune din cadru, caroserie, suporţii din faţă cu tije de blocare în poziţie înclinată (pentru introducerea platformei şasiului SŞ—75 sub caroserie în vederea agregării), suporţii din spate, reductor şi reazeme pentru cilindrul hidraulic de acţionare la suspendare şi desprindere de pe şasiul SŞ—75. Caroseria maşinii este aproape identică cu cea a remorcii 1-PTU-3,5.

Caracteristicile tehnice ale maşinii RNŞ—4,0 sînt: capacitatea de încărcare — 4 000 kgf, lăţimea de împrăştiere — 4 — 6 m, gabarite (inclusiv şasiul) — 6 700 × 2 440 × ×2 870 mm, greutatea — 1 300 kgf, greutatea cu şasiu — 5 966 kgf, înălţimea de încărcare — 2 465 mm. În comparaţie cu remorca 1-PTU-3,5, maşina RNŞ — 4,0 are productivitatea de 1,3 ori mai mare la împrăştierea îngrăşămintelor în apropiere şi de 1,71 ori mai mare la transportarea pe distanţa de 1,5 km.

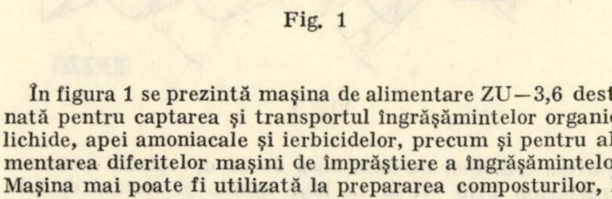


Fig. 1

În figura 1 se prezintă maşina de alimentare ZU—3,6 destinată pentru captarea şi transportul îngrăşămintelor organice lichide, apei amoniacale şi ierbicidelor, precum şi pentru alimentarea diferitelor maşini de împrăştiere a îngrăşămintelor. Maşina mai poate fi utilizată la prepararea composturilor, la stingerea incendiilor şi la spălarea maşinilor. Ea se cuplează cu tractoare Belarus cu cîrlig hidraulic.

Maşina ZU—3,6 este formată din cadrul *1*, partea motoare *2*, cisterna *4*, conducta de alimentare *5*, instalaţia de presiune şi vid, instalaţia de turnare şi distribuţie *3*, furtunuri de incendiu şi auxiliare. În construcţia conductei de alimentare care diferenţiază maşina ZU—3,6 de alte maşini cu destinaţie similară, sînt incluse un mecanism de rotaţie şi doi cilindri hidraulici, unul dintre aceştia servind la ridicarea conductei, iar celălalt la rotirea conductei.

Caracteristicile tehnice ale maşinii ZU—3,6 sînt: capacitatea cisternei — 3 600 l, umplerea cisternei prin depresiune, evacuarea lichidului din cisternă — sub acţiunea gazelor de evacuare de la motorul tractorului, durata umplerii cisternei — 6—10 min, adîncimea limită de captare a apei — 4,2 m, durata golirii cisternei — 2,5—4 min, presiunea maximă în cisternă la evacuare — 0,7 kgf/cm², lăţimea de împrăştiere a lichidului — 8 m, gabarite — 4 400 × 2 090 × 2 050 mm, greutatea — 1 400 kgf, înălţimea jetului proiectat prin furtunul de incendiu — 10 m, lungimea furtunurilor auxiliare — 5 m.

Găurirea orificiilor adînci cu burghiu-şnec. E. M. Decikoşi E. Ia. Ivaşin. În: Stanki i instrument, nr. 4, 1968.

Găurirea orificiilor cu adîncimea de 5—30 ori mai mare decît diametrul, în piese de oţel, este o operaţie dificilă ce se execută de regulă pe maşini agregate. Pentru îndepărtarea şpanului, burghiul este extras periodic din orificiu, ceea ce complică construcţia capului de găurit şi micşorează productivitatea. Înlăturarea acestui dezavantaj a fost obţinută prin realizarea burghielor-şnec, prezentate în figura 1.

Burghiul-şnec se caracterizează prin valoarea mare a unghiului de înclinare a canalelor spirale ($\omega = 60°$), asigurînd îndepărtarea eficientă a şpanului prin profilul triunghiular al acestor canale şi prin lăţimea mică (f = 0,6 mm) a benzilor de trecere din spatele dinţilor; în plus, unghiurile părţii aşchietoare nu depăşesc unghiul de înclinare a canalelor spirale, ceea ce permite modificarea geometriei burghiului la schimbarea materialului prelucrat. Cotele părţii aşchietoare variază în limitele $a = (0{,}16 - 0{,}17)\,d$, $b = (0{,}13 - 0{,}14)\,d$ şi $c = (0{,}18-0{,}20)\,d$, unde d este diametrul burghiului.

Condiţiile optime de lucru au fost stabilite prin încercări efectuate pe maşina verticală de găurit 2A 135, cu avansul cuprins între 0,06 şi 1,6 mm/rot şi turaţia arborelui de 68—1 800 rot/min. S-au încercat burghie-şnec de oţel rapid R18 cu diametrul de 8—20 mm şi burghie lungi standardizate, avînd aceleaşi dimensiuni. În funcţie de condiţiile de funcţionare, lungimea părţii aşchietoare a burghielor-şnec a variat în limitele (18—35) d. S-au executat orificii cu adîncimea de la 15 d pînă la 30 d în piese de oţel 45,20 H şi 40 H. De exemplu, la utilizarea burghiului-şnec cu diametrul de 12 mm pentru găurirea orificiilor cu adîncimea de 15 d, regimul optim s-a caracterizat prin viteza de 20,7 m/min şi avansul de 0,17 mm/rot, pentru unghiul la vîrf 2 = 120° şi unghiurile de aşezare şi de degajare $\alpha = \gamma = 14°$.

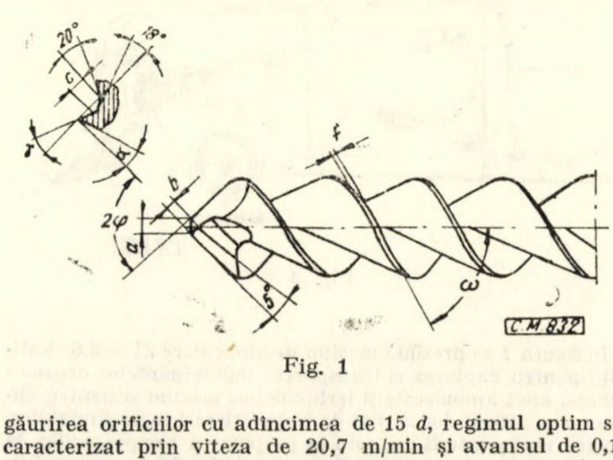


Fig. 1

În figura 2 se arată rezultatele încercărilor privind dependenţa durabilităţii burghielor cu diametrul de 12 mm faţă de viteza de aşchiere la avansul de 0,17 mm/rot (*1* — găurire în oţel 20 H cu burghiu-şnec; *2* — găurire în oţel 45 cu burghiu-şnec; *3* — găurire în oţel 40 H cu burghiu-şnec; *4* — găurire în oţel 45 cu burghiu lung standardizat).

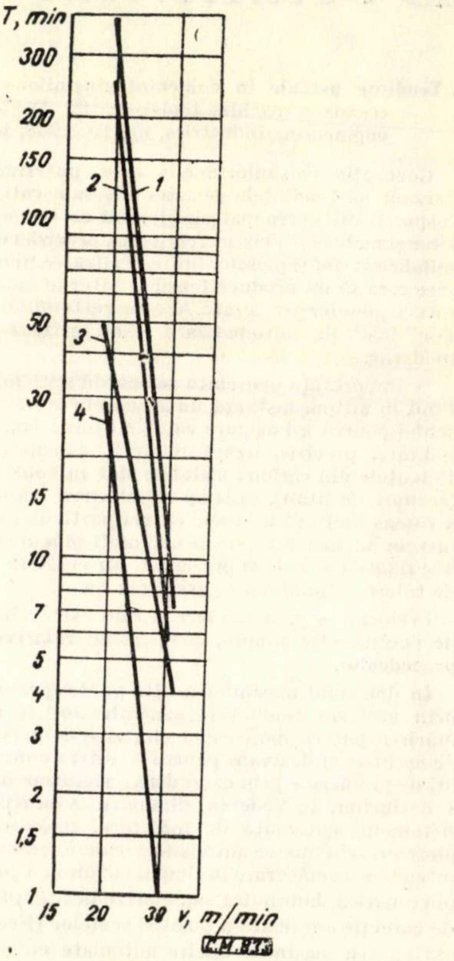


Fig. 2

Noi vălţuitoare. A. L. Lebedinskii şi P. I. Slavin. În: Maşinostroitel, nr. 4, 1968.

La uzina de tractoare din Minsk s-au introdus în fabricaţie noi tipuri de vălţuitoare cu una şi cu mai multe role.

În figura 1 se prezintă vălţuitorul cu o rolă pentru prelucrarea suprafeţei interioare a batiului maşinilor de formare pe strung carusel. În corpul de oţel *1* sînt montaţi rulmenţii *8*, pe axele *5*. Pentru mărirea rigidităţii, pe rulmenţi sînt presate inelele *7*, fabricate din oţel rapid. Rola *3*, executată din acelaşi material ca şi inelele, se sprijină pe acestea. Deoarece partea cilindrică a rolei are lăţimea de 2 mm, rola dezvoltă o presiune specifică însemnată pe suprafaţa vălţuită, asigurînd tasarea corespunzătoare a microneregularităţilor. Unghiul de atac al rolei este de 5—7°. Pentru protejarea rolei este prevăzut separatorul *2* fixat pe corp cu şuruburile *4*. Capacele *6* şi *9* împiedică pătrunderea impurităţilor la rulmenţi.

Calitatea suprafeţei vălţuite cu scula prezentată corespunde claselor 8—9 de precizie, strunjirea preliminară fiind executată în limitele claselor 5—6. Vălţuirea se efectuează cu viteze de 40—50 m/min şi avansul de 0,3—0,4 mm/rot, în două — trei treceri. Adaosul de prelucrare este cuprins între 0,04 şi 0,06 mm, iar presiunea specifică maximă între 120 şi 130 kgf/mm². Duritatea suprafeţei se măreşte prin vălţuire cu 25—30 %. Scula poate fi utilizată şi pentru vălţuirea suprafeţelor cilindrice exterioare, pe strung de filetat.

Pentru vălţuirea suprafeţei interioare a pistoanelor maşinilor de format şi a cămăşilor ciocanelor de forjă se utilizează vălţuitorul cu mai multe role arătat în figura 2. Corpul de oţel *1* este fixat în mandrina *2* cu ajutorul plăcii *3* şi şurubului *4*. Rolele *5* sînt menţinute în canelurile suportului *7* de către carcasa *6*, care este solidarizată cu corpul prin şuruburile *12*. Efortul axial este preluat de rulmentul *8*, pentru montajul său fiind utilizat capacul *9*, piuliţa *10* şi contrapiuliţa *11*.

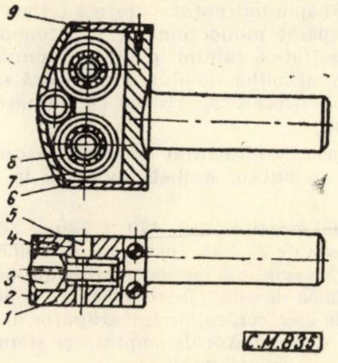


Fig. 1

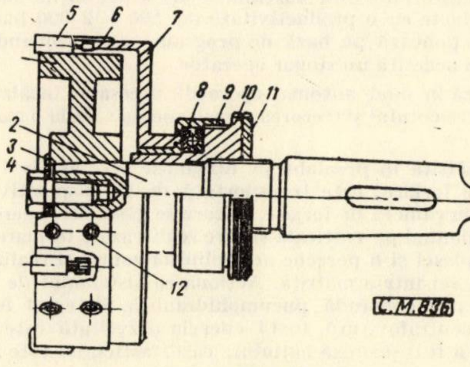


Fig. 2

Regimul de lucru se caracterizează prin viteza de 80—90 rot/min şi avansul de 2—3 mm/rot; rugozitatea obţinută se încadrează în limitele claselor 8—9 de precizie.

Productivitatea vălţuirii cu această sculă este de două ori mai mare decît productivitatea honuirii orificiului respectiv.

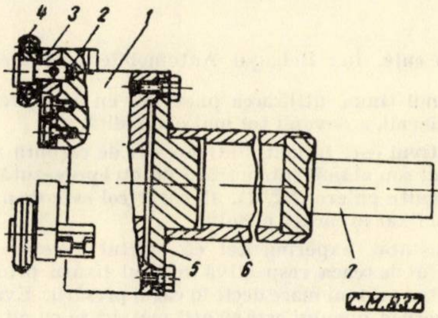


Fig. 3

În schimb, vălţuitorul are dezavantajele construcţiei complicate şi domeniului restrîns dereglare, ceea ce impune sortarea selectivă a pieselor înainte de executarea operaţiei. Dezavantajele sînt înlăturate la vălţuitorul cu trei rulmenţi-role prezentat în figura 3.

În canelurile universalului *1* sînt dispuse cele trei bacuri *2*, prevăzute cu axele *3* pe care se montează rulmenţii-role *4*. Carcasa exterioară a rulmenţilor are o porţiune cilindrică cu lăţimea de 2 mm şi două porţiuni conice. Universalul este solidarizat cu flanşa *5*, de aceasta fiind sudate bucşa *6* şi coada *7*.

Prelucrarea cu ultimul vălţuitor se execută cu viteza de 50—70 rot/min şi avansul de 1—2 mm /rot, la adaosul de 0,03—0,05 mm şi presiunea specifică maximă de 100—110 kgf/mm². Calitatea suprafeţei corespunde claselor 8—9 de precizie.

Element motor pentru mişcări axiale. În : Rivista di Meccanica, nr. 422, 1968.

Dispozitivul (Magnetic AG-Liestal-Elveţia) este utilizat în cazul cînd o forţă trebuie să acţioneze după o direcţie rectilinie (ridicarea mesei unei maşini, a unui oblon, pentru deplasarea orizontală a greutăţilor etc.).

Dată fiind turaţia redusă a motorului de acţionare — 400 rot/min — nu este necesară folosirea unui reductor. Tija de comandă acţionată de motorul electric prezintă ungere continuă. Acţionarea se face prin intermediul unui comutator de sens de rotaţie prevăzut şi cu o poziţie de decuplare, iar cursa este limitată cu ajutorul unor microîntrerupători de oprire.

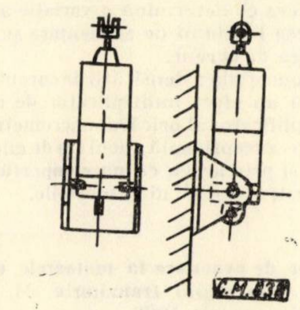


Fig. 1

Poziţia capătului tijei, cînd aceasta este retrasă complet poate fi variată cu peste 25 mm prin rotirea capătului respectiv. Întrerupătorul de cursă maximă poate fi reglat din exterior prin intermediul unui şurub. Dispozitivul este înzestrat şi cu un întrerupător termic care permite evitarea supraîncălzirilor.

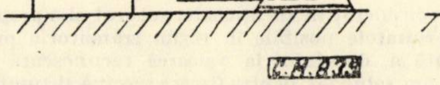


Fig. 2

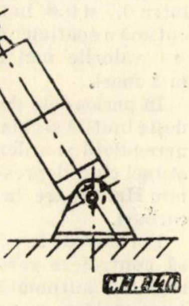


Fig. 3

Dispozitivul poate fi instalat în diverse poziţii. Astfel, în figura 1 se vede un montaj oscilant utilizînd axele de articulaţie fixate pe cele două laturi ale flanşei motorului. În figura 2 apare un montaj fix folosind cele patru şuruburi de pe flanşa motorului, iar în figura 3, un montaj oscilant prin intermediul urechii solidare cu flanşa.

Micrometru cu emisiune de cîmp. În : La Machine Moderne, februarie 1968.

După teoria Fowler-Nordheim, într-un spaţiu închis, sub vid, cîmpul determinat de tensiunea realizată între un electrod cu sarcină negativă ce constituie emiţătorul şi un obiect cu sarcină pozitivă, variază proporţional cu distanţa respectivă.

Pe baza acestui principiu, s-a pus la punct în S.U.A. un aparat de măsură cu o precizie de 10^{-9} mm, ceea ce reprezintă aproximativ diametrul din atom.

În cadrul aparatului tensiunea este reglată automat pentru a se menține constantă valoarea cîmpului electric, iar variația de tensiune înregistrată de un voltmetru indică variația dimensională.

Aparatul poate fi utilizat, de exemplu, pentru determinarea diferenței dimensionale a unei bile luate la întîmplare dintr-o linie de fabricație în comparație cu o bilă etalon. Pentru aceasta, se plasează emițătorul la o distanță anumită de bila etalon (de exemplu 10^{-1} mm) montată pe un suport rotativ, după care se realizează un vid înaintat sub clopotul de sticlă sub care se realizează măsurarea ; vidul este necesar pentru a împiedica ionizarea aerului și deci formarea unui arc electric între emițător și piesă.

Se înlocuiește apoi bila etalon cu cea luată la întîmplare și se determină ecartul dimensional.

Totodată se poate determina, fără contact, și profilul superficial al bilei.

Dacă piesele de măsurat sînt puse în mișcare de rotație, variațiile dimensionale respective determină variația distanței pînă la emițător, ceea ce determină o variație a densității de curent ; prin reglarea tensiunii de alimentare se menține însă constantă densitatea de curent.

Dependența exponențială a densității de curent de tensiunea cîmpului realizează un efect multiplicator de circa 20/1, similar efectului amplificator al oricărui micrometru. În afară de precizia de măsurare excepțională, noul tip de micrometru, mai prezintă avantaje și prin aceea că nu comportă punte echilibrată și nici dispozitive optice ultrasensibile.

Compoziția gazelor de evacuare la motoarele cu benzină la sarcină variabilă și în regim tranzitoriu. M. Serrnyis. În : Le Gènie Civil, ianuarie 1968.

O serie de încercări sistematice, în legătură cu posibilitatea de reducere a conținutului de oxid de carbon și hidrocarburi în gazele de evacuare la sarcini reduse și pentru diverse turații, au permis să se constate că, la motoarele în patru timpi cu patru sau șase cilindri, este întotdeauna avantajos să se mărească omogenitatea amestecului la ieșirea din carburator și că, pentru sarcini peste 30 %, coeficientul de exces de aer optim este cu mult superior celui corespunzător pentru sarcină plină, iar în același timp inferior celui pentru sarcini sub 10 %. Pentru sarcini cuprinse între 50 și 80 % conținutul de hidrocarburi trece printr-un minim pentru un exces de aer cuprins între 0,7 și 0,8, în timp ce pentru sarcini de circa 10 % valoarea optimă a coeficientului de exces de aer este cuprinsă între 0,95 și 1, valorile mai ridicate corespunzînd, în general, la turații mai mari.

În perioadele de decelerare, sărăcirea amestecului se dovedește inutilă și chiar dezavantajoasă, întrucît aprinderea devine neregulată și arderea se poate întrerupe prin stingerea flăcării atunci cînd depresiunea în galeria de admisiune depășește 500 mm Hg. Apare în acest caz o creștere a conținutului de hidrocarburi.

Pornind de la considerațiile menționate, autorul și-a propus să controleze rezultatele posibile în regim tranzitoriu prin reglarea automată a dozajului la valoarea recunoscută ca favorabilă în regim sabilizat pentru fiecare sarcină și turație, împiedicînd — în mod tot automat — coborîrea depresiunii sub 500 mm Hg.

Considerînd rezultatele obținute, rezultă că se poate reduce în mod substanțial conținutul de oxid de carbon și hidrocarburi din gazele evacuate, printr-un reglaj adecvat al dozajului și limitînd în mod convenabil depresiunea în galeria de admisiune, atît în regim tranzitoriu, cît și în regim stabilizat.

Instrument portativ pentru controlul atmosferii în turnătorii. În : Revista di Ingegneria, nr. 3, 1968.

Un nou instrument pentru controlul atmosferii în turnătorii a fost pus la punct în Anglia, permițînd determinarea directă — în miligrame pe metrul cub de aer— a conținutului de metal nociv în atmosfera respectivă.

Instrumentul este bazat pe metoda absorbției atomice și poate indica pînă la un conținut de $5 \cdot 10^{-3}$ gf de plumb sau cadmiu în metrul cub de aer.

Fasciculul de lumină al unui tub catodic concav, cuprinzînd în special radiația caracteristică ultravioletă, de exemplu a plumbului, este modulat cu ajutorul unui întrerupător mecanic rotativ și apoi îndreptat — printr-o flacără de butan — asupra unui aparat monocromator și fotomultiplicator care măsoară intensitatea luminii pentru o anumită lungime de undă. Prezența atomilor de plumb în flacără atenuează fasciculul de lumină direct proporțional cu numărul de atomi de plumb prezenți.

Instrumentul este alimentat de o pilă uscată și posedă o mică butelie de butan, ambele montate în corpul instrumentului.

Dimensiunile maxime sînt 470 × 230 × 360 mm ; greutatea totală este de 25 kgf. Instalația de comandă comportă dispozitivele de reglaj ale monocromatorului pentru lungimea fantei și lungimea de undă, întrerupătoare pentru tubul catodic și instalația electronică, un întrerupător de control pentru pila electrică, un regulator de amplificare și un ventil de control pentru gazul combustibil.

Instrumentul poate fi realizat pentru a preciza prezența și a măsura conținutul oricărui element metalic nociv în aer.

Forjarea automată și continuă din bară. În : Metalworking Production, octombrie, 1967.

Cu ajutorul unei mașini realizate în Austria (Gesellschaft für Fertigungstechnik und Maschinenbau) se pot obține coturi pentru conducte cu o productivitate de 500 — 2 000 buc/h. Mașina funcționează pe bază de program, este comandată electronic și necesită un singur operator.

Efectuează în mod automat operațiile necesare : încălzirea barei, forjarea cotului și trecerea piesei, succesiv, de la o matriță la alta

Bara, încălzită în prealabil pe lungimea necesară la temperatura de forjare, este transportată de un dispozitiv de alimentare în camera de forjare, în care se găsesc trei perechi de mase acționînd pe verticală și care realizează o formare incipientă a piesei și o pereche acționînd orizontal și realizînd finisarea piesei într-o matriță. Acționarea sistemului de forjare se face prin comandă pneumohidraulică. Sistemul funcționînd cu contralovitură, toată energia dezvoltată este utilizată, fără a fi transmisă batiului, care, astfel, nu este solicitat.

Programarea este realizată cu ajutorul întreruptoarelor, fiind posibile pînă la opt programe diferite de lucru.

Piesele mașinii expuse încălzirii sînt răcite direct cu apă ; matrițele sînt insuflate cu un jet format dintr-un amestec de aer și vapori de apă, realizîndu-se astfel, pe de-o parte, răcirea necesară, iar pe de altă parte, umiditatea înlesnind extragerea pieselor.

Pneuri cu cuie. În : Belgique Automobile, octombrie, 1967.

În ultimul timp, utilizarea pneurilor cu cuie (crampoane) în timpul iernii, a devenit tot mai răspîndită.

Dispozitivul este format dintr-un vîrf de carbură de tungsten, presat sau alămit într-o teacă de oțel prevăzută cu unul sau mai multe gulere (fig. 1), al căror rol este de a menține cramponul fixat în carnea pneului.

S-a constatat experimental că efortul necesar pentru a separa vîrful de teaca respectivă în cazul fixării prin alămire este de patru ori mai mare decît în cazul presării. Evident, fixarea în carnea pneului este cu atît mai sigură cu cît sînt mai multe gulere de fixare.

Crampoanele sînt încastrate în banda de rulare a pneului. Pentru a le putea introduce, se dau găuri în carnea pneului — fără a atinge inserția de pînză — găurile avînd un diametru inferior gulerelor de fixare, iar adîncimea corespunzătoare lungimii cramponului. Fixarea se face cu ajutorul unui pistol pneumatic special.

In scopul utilizării acestui antiderapant au fost realizate pneuri de iarnă speciale, prevăzute cu orificii pentru montarea crampoanelor. Evident, este necesar ca montarea crampoanelor să se facă pe pneuri neuzate, grosimea utilizabilă pentru fixare fiind mai mare.

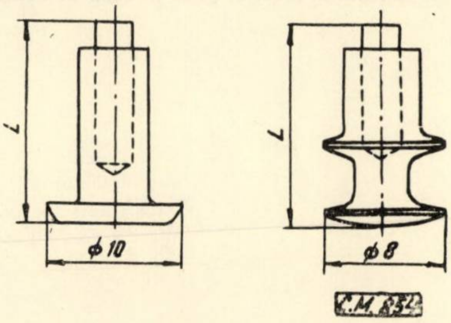


Fig. 1

Numărul de crampoane necesar este funcţie de greutatea autovehiculului şi de puterea motorului respectiv. Astfel, pentru un vehicul de 500—700 kgf şi de putere mijlocie, sînt necesare circa 100 bucăţi crampoane pentru fiecare pneu; pentru vehicule de peste 1 000 kgf greutate se montează 120—180 bucăţi crampoane pe un pneu.

Un nou procedeu pentru sudarea aluminiului. În : Rivista di Meccanica, nr. 423, aprilie 1968.

O societate australiană (Magna Alloys and Research Pty. Ltd. — St. Peters NSW) a pus la punct fabricaţia unui nou electrod care permite utilizarea aluminiului în construcţiile metalice în care se putea folosi anterior numai oţelul.

Electrodul — Magna 505 — asigură o stabilitate maximă a procesului de sudare, fără a necesita vreo instalaţie specială şi funcţionează cu orice generator de curent continuu.

Pînă acum, arcul electric era considerat ca procedeul de sudare optim pentru toate metalele, inclusiv aluminiul, pentru care era necesară fie flacăra oxiacetilenică (care presupune o îndemînare deosebită din partea operatorului şi este utilizabilă numai în anumite cazuri, dată fiind viteza redusă de sudare), fie arcul electric cu protecţie de gaz inert, necesitînd o instalaţie specială. În plus, cel de-al doilea procedeu utilizabil este costisitor şi cere o mare specializare a operatorului. Electrozii din aluminiu obişnuit se ard, se sfărîmă, rezultatul fiind o sudură de calitate redusă.

Noul electrod considerat — realizat prin extruziune la presiune înaltă — permite simplificarea operaţiilor pe care poate să le execute acum chiar un începător, de la prima încercare.

Electrodul utilizează un arc foarte scurt care elimină sfărîmarea electrodului şi simplifică lucrul în orice poziţie.

Agentul principal este un fondant cu acţiune termostatică care acoperă electrodul şi controlează penetraţia. Sudura este compactă, de mare rezistenţă şi fără variaţii de culoare în metalul de bază. Este rezistentă la coroziune, proprietate ce nu putea fi obţinută prin metodele clasice. Procesul de sudare este foarte rapid, limitîndu-se astfel influenţa dăunătoare a temperaturii. Grosimea materialului ce poate fi sudat nu este limitată.

Arzător cu ultrasunete. În : Tehnika-Molodioji, nr. 12, 1967.

Într-o ştire din Kiev, revista „Tehnika — Molodioji" semnalează un arzător în care amestecul combustibil este preparat cu ultrasunete.

Aerul cu combustibilul în prealabil volatilizat este amestecat într-o cameră în care se generează vibraţii de aer de înaltă frecvenţă.

Ele apar datorită fantelor înguste prin care trece aerul. Stabilitatea vibraţiilor ultrasonore este menţinută de o cavitate inelară care înconjoară camera.

Carbură plastică. În : Corrosion, Prevention, Control, nr. 7, 1967.

Acest material este destinat protecţiei suprafeţelor supuse la uzuri mari.

Carbura plastică este un material pe bază de răşină epoxidică cu o proporţie mare de umplutură constituită din granule şi particule mici de carbură.

Noul produs poate fi obţinut în două forme :

— un produs lichid care poate fi aplicat prin turnare sau cu pensula ;

— un produs de consistenţa unui chit, care poate fi aplicat pe suprafeţe verticale, fără a se deforma.

Produsul în forma a doua este recomandat pentru umplerea cavităţilor adînci sau pentru aplicarea unor straturi foarte groase.

Ambele tipuri sînt uşor de utilizat.

Carbura plastică se amestecă cu un agent de întărire special, amestecul obţinut aplicîndu-se pe o suprafaţă uscată şi curată. După cîteva ore, materialul se întăreşte formînd o masă rigidă, care este aproape imposibil de prelucrat mecanic.

Din această cauză, toate operaţiile de modelare a suprafeţei trebuie să se execute înainte de a avea loc procesul de întărire.

Noul material aderă foarte bine pe toate metalele, lemn, sticlă, beton etc. Nu este influenţat de apă, uleiuri şi de majoritatea produselor chimice.

Carbura plastică nu se contractă şi posedă o durabilitate foarte mare.

În mod obişnuit ar putea fi utilizată pentru căptuşirea suprafeţei interioare a pompelor, a coturilor conductelor, a utilajelor de dragare, buncărelor pentru nisip şi a jgheaburilor prin care se scurg materiale foarte abrazive.

Tendinţe noi în construcţia maşinilor agricole. În : Farm. Mechanization Building, decembrie 1967.

La expoziţia de la Smithfield, maşinile agricole noi prezentate au scos în evidenţă unele tendinţe interesante.

Una dintre ele este orientarea către cositori rotative. Cu cîţiva ani în urmă a existat o avalanşă de cositori cu cuţite articulate. Actualmente, în urma succesului cositorilor WIZZLER, sînt în curs de încercare un număr mare de cositori rotative orizontale în diferite variante. Unii fabricanţi lucrează la îmbunătăţirea modelelor cu bare de tăiere.

Pentru manipularea unor încărcături grele, se depun eforturi, în continuare, în direcţia creării unui echipament hidraulic purtat pe tractor, cuprinzînd ridicătoare-furcă, utilaj de manipulat cu palete (platforme) şi încărcătoare purtate în faţă sau în spatele tractorului, împreună cu cupele lor şi diferite alte accesorii. Este în curs de introducere în S.U.A., sapa de spate care poate fi folosită pentru săpat canale, curăţat şanţuri, ca încărcătoare cu dispozitiv de prindere şi pentru alte lucrări.

Maşină de rectificat cu viteză mare. În: Revue Française des Techniques Mondiales, nr. 158, 1967.

O nouă serie de maşini de rectificat cu viteză mare care completează maşinile „Norton's System 12 000", produse de Norton International Inc., permite rectificarea cilindrică de precizie cu două discuri vitrifiate întărite, lucrînd cu viteza de 60 m/s. Această viteză care permite sporirea producţiei orare, impune şi creşterea durităţii discului, realizînd însă o rugozitate mai redusă a suprafeţei pieselor prelucrate.

Încălzirea pieselor este limitată cu un sistem de răcire care asigură pătrunderea lubrifiantului prin curentul de apă periferic al discului în rotaţie, pînă în zona de contact disc-piesă.

Revista revistelor

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 3/1968: *Kugheli, R. V.* ş.a. — Indicii fundamentali ai eficienţei tractoarelor şi ai elementelor lor; *Evzerova, L.* Ia. ş.a. — Asupra nivelului parametrilor tehnici în tipizarea de perspectivă a tractoarelor industriale; *Zubietova, M. P.* şi *Pustovalov, I. V.* — Influenţa condiţiilor de funcţionare ale motorului D—50 asupra rezistenţei la uzură a organelor sale; *Mikodze, G. A.* — Studiul influenţei turbosupraalimentării asupra încărcării termice a pistoanelor motoarelor diesel răcite cu aer; *Dmitricenko, S.S.* — Construcţia cadrelor sudate pentru tractor; *Ivanov, E. P., Sciupak, P. L.* şi *Storodinskii, D. Z.* — Creşterea productivităţii agregatului maşină-tractor; *Barskii, I. B.* — Evaluarea durabilităţii elementelor de fricţiune ale cuplajelor de tractor pe baza rezultatelor încercărilor de banc; *Buiankov L. I* — Asupra unghiului de rotaţie al roţilor directoare ale tractorului la decuplarea diferenţialului; *Kereselidze, Ş.* Ia. — Maşina de recoltat ceai „Sakartveli"; *Ghilştein, P. M.* — Dispozitive de adîncire ale plugurilor pentru terenuri defrişate şi desmlăştinate; *Şterental, M. I.* — Dependenţa caracteristicilor calitative ale ceţii de aerosol faţă de regimul de funcţionare al generatorului de aerosol; *Grinkov, Iu. V., Mocialov, V. A.* şi *Poluşkin, O. A.* — Vibraţiile locului de muncă al conducătorului combinei S.K.—4; *Tkoci, V.D.* — Studiul influenţei metodei de tăiere şi a tipului de cuţit asupra lucrului mecanic specific de tăiere a furajului; *Bazunov, G. V., Voilamov, G. P.* şi *Hristin, I. A.* — Încărcarea pe lanţul şi plăcile transportoarelor maşinilor de împrăştiat gunoi; *Bukatov, V. G.* — Mecanizarea încărcării semănătoarelor de cartofi; *Rabinovici, N.I.* — Maşini prezentate la simpozionul internaţional „Mecanizarea şi automatizarea irigării culturilor agricole; *Kylakorskii, I. V.* şi *Omelcenko, A. A.* — Asupra determinării sarcinii pe racheta transportorului distribuitor de nutreţ; *Loidkipanidze, T. G.* — Determinarea parametrilor optimi ai aparatului fără inerţie pentru recoltarea ceaiului; *Kniazev, A. F.* — Noi maşini pentru mecanizarea zootehniei; *Astaşhevici, B. M.* şi *Ziaev, D.* — Creşterea durabilităţii cămăşilor de cilindru ale motoarelor de tractor; *Piatakova, L. L.* ş.a. — Particularităţile procesului de nitrocementare aplicat la roţi dinţate greu solicitate; *Borisov, S. G.* — Construcţia discurilor de ambreiaj la tractoarele de fabricaţie străină.

Maşinostroitel, nr. 3/68: Femeile sovietice — constructori activi ai comunismului; *Abakumov, M. M.* şi *Sciukin, I. I.* — Organizarea ştiinţifică a muncii şi eficienţa folosirii utilajelor; *Nicolaeva, N. K.* — Centralizarea transporturilor interuzinale; *Zvorikin, A. A.* — Studiul problemelor sociale ale muncii în întreprinderi; *Romanovskii, V. M.* — Creierul uzinei; *Iampolskii, L. S.* şi *Polişciuk, V. I.* — Instalaţie pentru avansul automat al pieselor; *Krupeţkii, V. A.* — Automat pentru filetare; *Veselov, Iu. L.* şi *Cirkov, R. V.* — Alegerea şi fabricaţia roţilor; *Konovalov, E. G., Cistoserdov, P. S.* şi *Neumoin, A. I.* — Prelucrarea cu role toroidale; *Merkulova, N. V.* şi *Soloviev, N. A.* — Cositorirea pistoanelor prin imersiune; *Bekurov, Ja. A* şi *Şitov, E. J.* — Rodarea orificiilor calibrate cu rectificatoare; *Danghello, A. Ia.* — Plata din fonduri; *Amiton, V. N.* şi *Alimpiev, A. I.* — Dispeceratul complex al producţiei; *Bokeria, V. V.* — Utilizarea eficientă a timpului de lucru al personalului tehnico-ingineresc şi al funcţionarilor; *Piatkov, R. A.* şi *Hajin, R. S.* — Riglă pentru normarea muncii; *Lutoi, N. V., Markin, A. P.* şi *Ghirşovici, M. M.* — Asupra ţinutei de serviciu a utilajului; *Mironov, G.G.* — Economicitatea sculelor cu plăcuţe cu mai multe muchii; *Litvinov, N. P.* — O nouă îmbinare cu şurub; *Turgheneva, M. B.* — Tineretul şi patria; *Bunda, I. A.* — Rabotarea suprafeţelor cu dimensiuni mari; *Domorodzkaia, G. S.* — Determinarea timpilor de inactivitate a utilajului în reparaţii; *Rohlenko, M. A.* şi *Smolenskii, B. L.* — Maşină pneumatică pentru retezarea bavurilor; *Davîdov, V. F.* — Dispozitive pentru dornuire; *Vvedenskii, T. A.* — Construcţia şi calitatea maşinilor.

Stanki i instrument, nr. 3/1968: *Tenner, O. G.* — Influenţa erorilor de fabricaţie a ghidajelor de alunecare asupra rigidităţii de contact; *Semişin, M. M.* — Dinamica transmisiei avansului mesei la maşinile verticale de frezat; *Şlişevskii, B. E.* şi *Mirkes, L. A.* — Instalaţie fără fundaţie prevăzută cu reazeme izolatoare de vibraţii; *Buşuev, V. V.* — Construcţia ghidajelor circulare ale maşinilor-unelte grele cu descărcare hidrostatică; *Polei, L. Ia.* — Reazeme de alunecare ale arborelui maşinilor pentru rectificare plană; *Ognev, N. N., Suvorov, V. S.* şi *Naumovici, N. V.* — Mecanisme cu clichet cu autoblocare; *Isaev, A. I.* şi *Berliner, E. M.* — Universal care asigură creşterea preciziei de filetare; *Ekimov, P. A., Tkacenko, A. I.* şi *Semenov, V. N.* — Maşină-unealtă anodo-mecanică cu sculă-electrod tubulară; *Kondiurin, V. A.* — Metode de rectificare a roţilor dinţate conice; *Alenin, M. P.* — Frezarea de degroşare cu înaltă productivitate a roţilor dinţate de oţel greu-prelucrabil; *Korzinkin, V. I.* şi *Taramîkin, Iu. P.* — Influenţa vibraţiilor asupra productivităţii honuirii dinţilor; *Makarov, N. N.* şi *Voitkus, Iu. M.* — Influenţa razei discului de rectificat asupra preciziei de prelucrare a camelor arborelui de distribuţie; *Korobov, Iu. M.* — Influenţa fenomenului termoelectric care apare în procesul de aşchiere asupra uzurii sculei; *Jigalko, N. I., Kovzeli, N. I.* şi *Lepkovici, M. V.* — Durabilitatea sculei şi calitatea suprafeţei la broşarea oţelurilor rezistente la temperaturi înalte; *Kuklin, L. G.* — Influenţa calităţii suprafeţei aliajului dur asupra rezistenţei sale la oboseală; *Hudobin, L. V.* — Utilizarea duzelor mobile pentru răcire la rectificare; *Latîşev, V. N.* şi *Perminov, S. A.* — Influenţa lichidului de ungere-răcire asupra procesului de filetare; *Molohov, I. F.* — Creşterea eficienţei aşchierii prin utilizarea sulfofrezolului; *Gorbunov, E. K.* şi *Lvov, A. N.* — Concentrarea normelor de timp la frezarea semifabricatelor pentru gravarea matriţelor de forjare; *Rocek, V.* — Scule pentru automatizarea producţiei; *Gusak, P.* — Maşini de şeveruit model O.S.—12; *Mihailov, A. M.* şi *Astapov, V. E.* — Strung de copiat cu mai multe cuţite; *Maslov, A. M.* şi *Ţellin, B. S.* — Matriţarea fără bavuri a semifabricatelor pentru scule de oţel rapid; *Utehin, Iu. V.* — Pompă hidraulică manuală de înaltă presiune.

Mașinostroitel, nr. 4/1968: *Korolev, S.V.* și *Prohorov N. I.* — Îmbunătățirea muncii cu cadrele; *Adreev, I. F.* — Exportul de mașini și utilaje din U. R. S. S.; *Govorkov, V. V.* — Tehnica sovietică peste hotare; *Radceko, B. G.* — De la pendulă la ceasul electronic; *Davidov, M.* — Mașini-unelte „Proletarul roșu"; *Șarova, N.* — Semnul calității; *Romanov, V. A.* — Suporți pentru filiere și tarozi; *Perepletcikov, B. N.* — Planificarea socialistă în întreprinderi; *Grușețkii, G.*—Cap de frezat; *Moskalenko, K. A.* — Metoda chestionării în studiile sociologice; *Bluvștein, M. M.* și *Ratner, I. M.* — Tehnologia conducerii producției; *Valah, M. T.* — Dispozitiv rotativ; *Bogdanovsii, S. P.* și *Bobrov, A. M.* — Îmbunătățirea sistemului de desfășurare a consfătuirilor; *Maslov, N. P.* — Dispozitiv pentru corectarea barelor-segment; *Grașin, A. A.* și *Șcelkunov, D. N.* — Construcții artistice în fabricația de mașini; *Vorobiev, N. V.*, *Șerstobitov, Iu. A.* și *Nikitin, P. N.* — Reductoare cilindrice cu corp de masă plastică; *Putilov, V. E.* — Conservarea pieselor cu ulei și unsoare de lucru; *Brodskii, A. S.* — Influența durității discului de rectificare asupra preciziei de execuție; *Vaintraub, D. A.* — Indicii tehnico-economici ai ștanțării de grup; *Perepletcik, L. S.* — Instalație acustică; *Seleznev, V. F.* — Munca tehnicienilor tineri; *Lebedinski, A. L.* și *Savin, P. I* — Noi vălțuitoare; *Babeșko, I. I.* ș. a. — Banc pentru încercarea discurilor; *Logvinov, A. M.* — Mica mecanizare; *Rudenko, I. G.* — Dispozitiv pentru extragerea cuțitului; *Deripaska, M. V.* și *Levantovski. G. M.* Stanță pentru decuparea orificiilor; *Soloviev, V. E.* și *Lapidus, P. V.* — Vălțuitor cu role; Mironenko, *A .A.* — Dispozitive eficiente; *Berman, K. A.* și *Sablin, V. D.* — Modernizarea cărucioarelor de transport; *Buriakin, V. T.* — Modernizarea cuplajelor monodisc.

Stanki i instrument, nr. 4/1968 *Briskman, M. I.* ș. a. — Sistemul de comandă program al mașinilor pentru rectificarea arborilor în trepte; *Beliaev, V. G.* — Calculul preciziei mecanismelor cu filet cu bile; *Markin, E. A.* — Deformațiile elastice și stabilitatea la vibrații ale sistemului mașină-dispozitiv-sculă-piesă; *Vorobieva, T. S. și Șamei, R. O.* — Studiul vibrațiilor mașinilor de alezat prin coordonate; *Cikmardin, L. Ž.*, *Sidorenko, V. Ś.* și *Ivațevici, Iu. B.* — Transmisie hidraulică pentru deplasările pe coordonate ale organelor mașinii-unelte; *Trifonov, O. N.* și *Ciupin, V. G.* — Calculul grafic al proceselor tranzitorii la frînarea pistonului cilindrului hidraulic de forță; *Parfenovici, O. N.* — Transmisia electrică a discului conducător la mașinile de rectificat fără centre; *Vidmanov, Iu. I.* ș. a. — Transmisie electrică reglabilă a curentului continuu cu amplificatoare magnetice; *Dlot, M. G.*, *Kruștup, A. Iu.* și *Fraimovici, S. B.* — Rolul controlului automat în fabricația mașinilor de frezat roți dințate; *Dibner, L. G.* — Noi metode de ascuțire a burghielor; *Buiniavicius, S. A.* — Automatizarea producției de burghie cu centru combinate; *Brodsiki, A. M.* — Bacuri de filieră cilindrice cu gabarit mic, cu corp elastic; *Zaharenko, I. P.* și *Moiseenko, O. I.* —Freze-melc de montaj cu dinți detalonați din aliaje dure; *Deciko, E. M.* și *Ivașin, E. Ia.* — Găurirea orificiilor adînci cu burghiu-șnec; *Livșiț, A. L.* și *Livșiț, V. L.* — Calculul aproximativ al stării de tensiuni a burghiului; *Raihman, G. N.* și *Ivancv, V. I.* — Tăierea dinților frontali cu cuțit mobil pe mașini de frezat roți dințate; *Belousov, A. I.*, *Reznikova, N. P.* și *Solenov, R. V.* — Viteza optimă de așchiere la frezarea frontală; *Reznikov, A.N.* și *Kozin, I. Ia.* — Instalație pentru tararea termocuplelor naturale și pentru sortarea plăcuțelor de aliaj dur după forța termoelectromotoare; *Baitov, A. G.* — Influența materialului sculei asupra stării suprafeței prelucrate; *Marcenko, D. G.* și *Zotova, L. K.* — Rectificarea oțelurilor rapide cu discuri cu nitrură de bor; *Siveț, V. N.* ș. a. — Exploatarea mașinilor de frezat cu comandă numerică program; *Mihailin, Iu. G.* — Alezarea orificiilor în piese de oțel 20 HNZA; *Selivanov, D. P.* și *Bozin, Iu. D.* Turnarea electrică a semifabricatelor pentru scule.

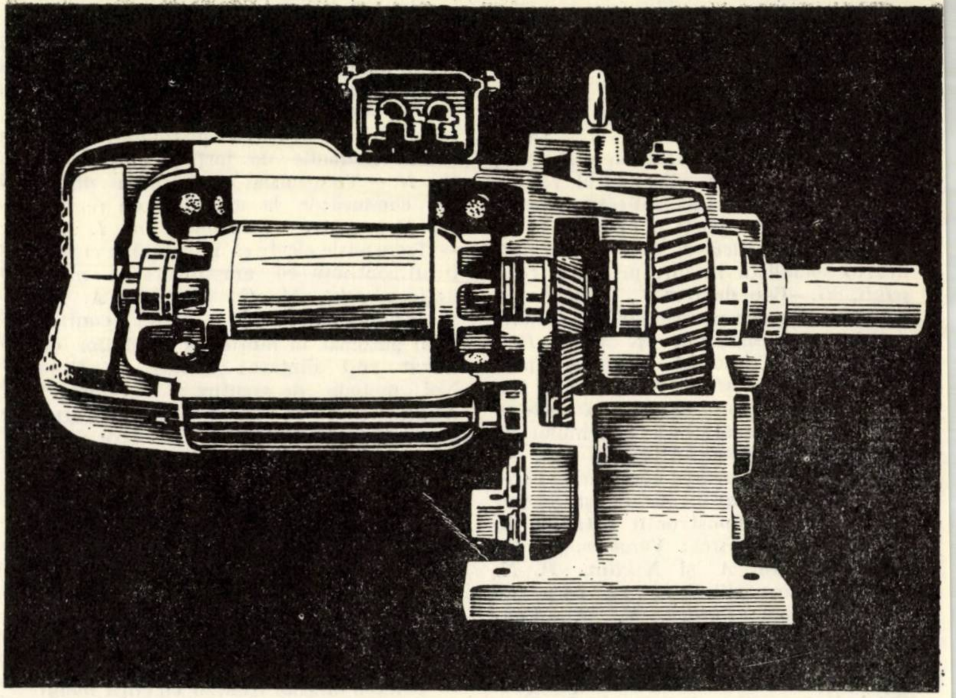
Traktorî i selhozmașinî, nr. 4/1964: *Djebașvili, I. Ia.*, *Gvinianidze, I. I.* și *Kaminskii, V. N.* — Funcționarea motorului diesel D-50 de tractor cu turbosupraalimentare înaltă; *Kostrov, A. V.* și *Pahomov, E. A.* — Regimul termic al pistonului motorului diesel D 37 M; *Arabian, S. G.* ș. a. — Ulei diesel DSZ p-8 pentru toate anotimpurile; *Farobin, Ia. E.* — Ecuația diferențială generalizată a bilanțului de tracțiune al tractorului și metoda de rezolvare; *Iakobi, M. A.* și *Kliauzo, L. A.* — Asupra determinării efectului economic al utilizării tractoarelor modernizate și noi; *Spirin, A. P.* — Pierderile prin frecare în șenilele cu articulații cu cauciuc; *Rîk, G. M.*, *Efors, V. V.* și *Cirik, P. I.* — Influența abaterilor axelor pieselor din cilindru-piston asupra pierderilor mecanice ale motoarelor diesel; *Rabinkov, B. I.* — Determinarea lucrului mecanic de frecare la discul ambreiajului cu considerarea factorilor care împiedică accelerarea la mărirea vitezei agregatului tractor-mașină; *Drozdov, N. I.* și *Gulin, M. A.* — Studiul rezistenței mașinilor, agricole la funcționarea cu viteze înalte; *Krasnicenko, L. V.*, *Timofeev, A. F.* și *Kobzar, L. A.* — Lagăre cu alunecare de fibră; *Petrov, G. D.* și *Batiaev, F. I.* — Automatizarea separării rădăcinoaselor de impurități; *Voronov, Iu. I.* — Studiul aparatelor de recoltare pentru stivuirea inului; *Kuțîn, L. M.* și *Grigoriev. A. M.* — Asupra productivității șuruburilor-melc verticale; *Tkacev, V. N.* și *Grigorov, P. K.*— Cupluri așchietoare cu autoascuțire pentru mașinile de tuns; *Țîțiv, M. V.* ș. a. — În problema recoltării sorturilor tehnice de viță de vie prin metoda vibrațiilor; *Levi, S. A.* — Particularitățile aparatelor-disc de plantare; *Doganovskii, N. G.*, *Koslovskii, E. V.* și *Riadnîh, V. V.* — Alegerea locului de alimentare cu îngrășăminte la mecanismul de împrăștiere; *Ekimenkov, S. G.* și *Nikitin, V. F.* — Dispozitiv universal pentru determinarea uzurii pieselor prin metoda tăierii scobiturilor; *Varlamov, G. P.* — Noi mașini pentru introducerea îngrășămintelor organice; *Lipkan, V. D.*, *Sokulskii, O. V.* și *Titarenko, P. V.* — Stand universal pentru controlul semințelor; *Iarin, E. S.* — Salarizarea premială pe unitatea de timp și productivitatea muncii; *Bekerman, F. A.* — Creșterea eficienței șenilelor tractoarelor industriale T—140 și T—180; *Morozov, I. N.*, *Komeko, G.S.* și *Fedcenko, V. S.* — Metodă de vopsire prin depunere electrică; *Cernia, N. N.* — Filetarea tarozilor prin metoda vibrațiilor; *Vigdorcik, V. M.* și *Morozov, S. B.* — Asupra alegerii bazelor la ridicarea profilogramei suprafeței materialelor poroase; *Demcinskii, V.* și *Boiko, G.* — Consfătuirea asupra îmbunătățirii pregătirii specialiștilor.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA SOLIDĂ

a noilor noastre grupuri motor-reductor VEM poate fi observată la prima vedere din această secţiune.
Motorul şi angrenajul formează o unitate compactă de dimensiuni reduse.
Noua serie se încadrează în gama de puteri de la 0,12 la 7,5 kW cu turaţii cuprinse între 1,6 şi 400 rot/min.
Datorită faptului că aceste angrenaje funcţionează în ambele sensuri şi că sînt livrate în forme constructive corespunzătoare, pot fi soluţionate în mod simplu aproape toate problemele de antrenare în gama turaţiilor reduse.

VEM



VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Exportator:
Deutscher Innen-und Aussenhandel
Elektrotechnik
104 Berlin ● Chausseestrasse 111/112
Republica Democrată Germană

Informaţii:
Ambasada Republicii Democrate Germane
din Republica Socialistă România
Secţia Comercială
Bucureşti, Calea Dorobanţilor, nr. 14

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, str. Orlando nr. 2, sector 1. Telefon: redactor şef 14.63.86; secretar general de redacţie 13.84.16. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala Sector 1 Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23 — 25, c. 5624.

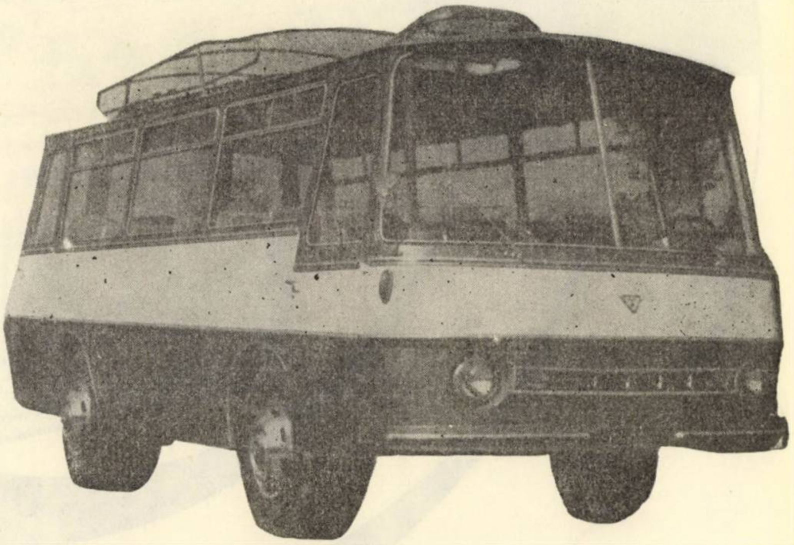
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

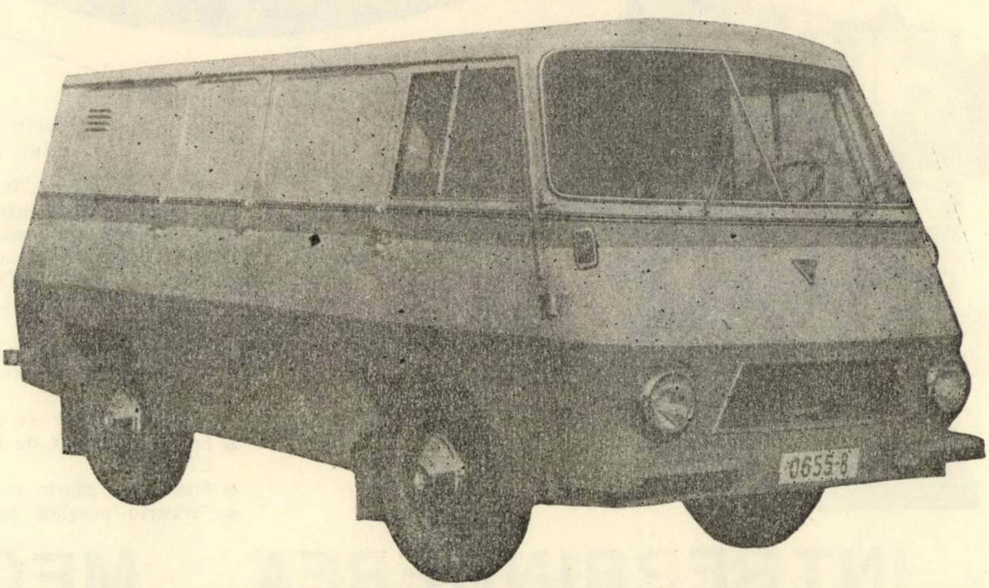
41 042

uzina autobuzul bucureşti

produce:

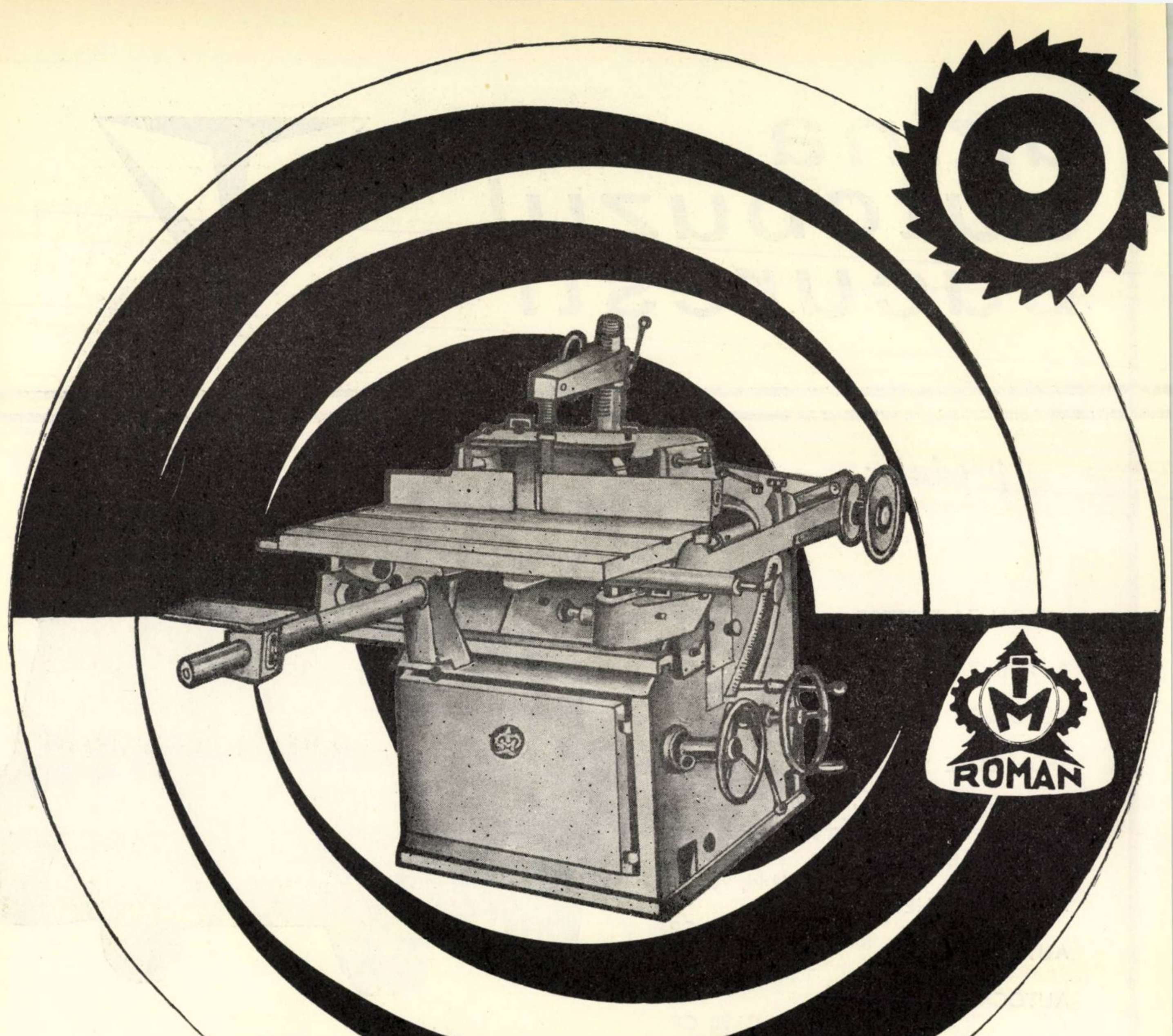
AUTOBUZE RUTIERE	TV71-R, 140 CP
AUTOBUZE RUTIERE	TV20-R, 140 CP
AUTOBUZE URBANE	TV20-U, 140 CP
TROLEIBUZE	TV20-E, 75 kW
TROLEIBUZE ARTICULATE	TV2-EA, 130 kW
MICROBUZE	TV41-M, 70 CP
AUTOFURGONETE	TV41-F, 70 CP
AUTOSANITARE	TV41-S, 70 CP
AUTOCAMIONETE	TV41-C, 70 CP

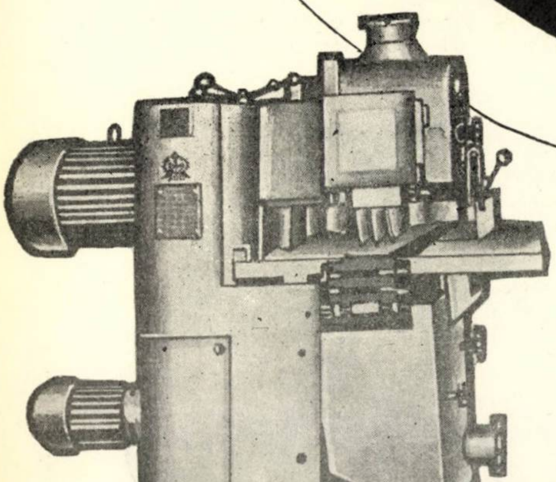




UZINA AUTOBUZUL BUCUREŞTI

Str. Ostrov nr. 3, Sectorul V • Telefon 23.93.20



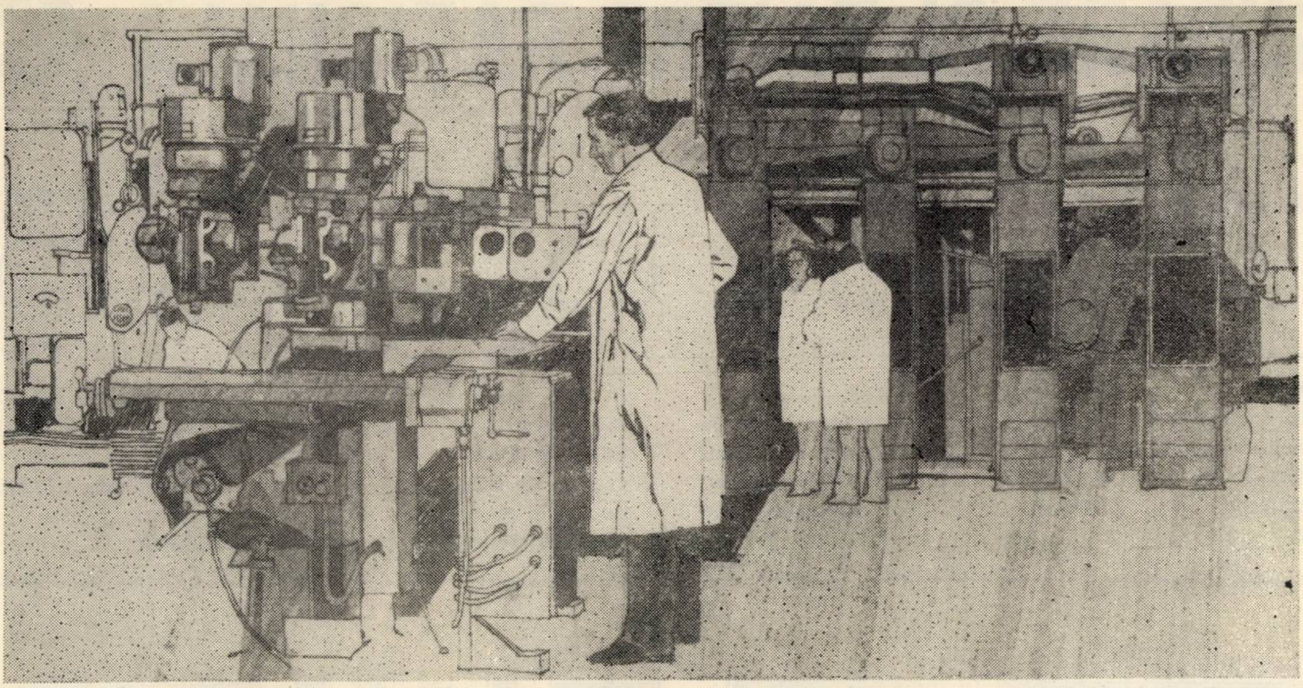


produce mașini-unelte pentru prelucrarea lemnului, din care:

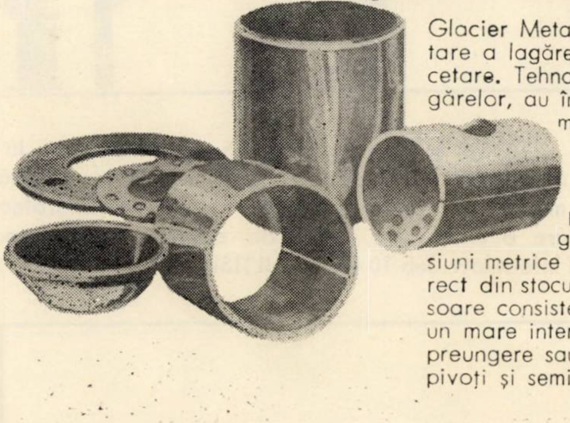
- Mașina de rindeluit la grosime, tip M.R.G.-8
- Circular universal manual, tip C.U.M.-3
- Mașina de frezat normală cu ax vertical, tip M.N.F.-10
- Strung pentru lemn, tip SL-20
- Mașina de șlefuit cu 3 cilindri, tip M.S.C.-3
- Presa de încleiat cu curenți de înaltă frecvență, tip P.I.F
- Mașina de îndreptat, tip MI-5
- Mașina de șlefuit cu bandă lată cu contact de sus, tip S.C.S.
- Mașina de șlefuit cu 2 cilindri, tip M.S.C.-2
- Ferăstrău circular de tivit cu avans mecanic, tip CTAMm
- Mașina de găurit și scobit orizontal, tip GSO
- Ferăstrău panglică pentru tîmplărie, tip F.P.-8.

INTREPRINDEREA MECANICA
roman

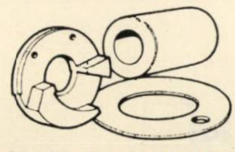
ROMAN, STR. ȘTEFAN CEL MARE NR. 285
TELEFON 1700



pentru concepţia cea mai avansată în prezent...

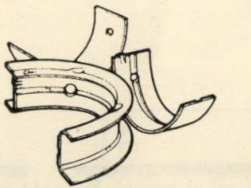


Glacier Metal Company se găseşte în fruntea activităţii de proiectare şi dezvoltare a lagărelor. Această poziţie este asigurată printr-o continuă activitate de cercetare. Tehnologii de la Glacier, lucrînd la problemele de viitor din domeniul lagărelor, au înzestrat industria mondială cu o gamă largă de formule constructive şi materiale noi. Produsele dezvoltate în laboratoarele Glacier formează cea mai cuprinzătoare gamă disponibilă de lagăre care sînt fabricate şi comercializate internaţional printr-o reţea de peste 130 licenţiari, reprezentanţi şi agenţi. **Bucşe Glacier.** Fabricaţia de precizie în cantităţi mari permite lui Glacier să ofere o gamă largă de lagăre de înaltă calitate la preţuri reduse. Acestea sînt realizate în dimensiuni metrice şi în ţoli de la 3 mm la 120 mm şi de la 1/8 "la 7", putînd fi livrate direct din stocurile existente, în trei tipuri. **Plumb/bronz.** Pentru ungere cu ulei sau unsoare consistentă. **Glacier DU.** Pentru aplicaţii fără ungere funcţionînd eficient pe un mare interval de temperaturi. **Glacier DX.** Special realizate pentru aplicaţii cu preungere sau pentru condiţii de lubrificaţie minimă. O gamă de rondele pentru pivoţi şi semisfere este disponibilă în Glacier DU şi Glacier DX.



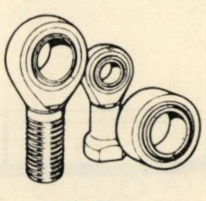
Glacier DQ şi Glacetal

Glacier DQ combină caracteristicile lagărelor mecanice şi uscate. Sînt disponibile in piese turnate sau prelucrate, bare sau tuburi. Glacetal – material de minimă lubrificaţie pentru rondele de pivoţi şi piese similare



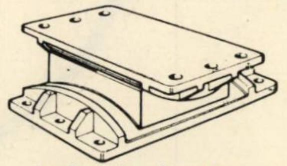
Cuzineţi reticulari subţiri din aluminiu pentru tracţiune

Cel mai echilibrat material de lagăre pentru încărcări mari, pentru motoare diesel şi cu benzină.



Dualign

Lagăre sferice şi capete de bară. Piese de foarte mare performanţă, înalt rezistente la coroziune, tolerează impurităţile, praful şi fluide.



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte, eficiente, care nu pretind lubrificaţie. Construcţie simplă care se pretează la mişcări în orice direcţie. Funcţionează îndelungat cu întreţinere minimă.

La cerere se poate obţine îndrumare pentru proiectare

...cele mai avansate lagăre

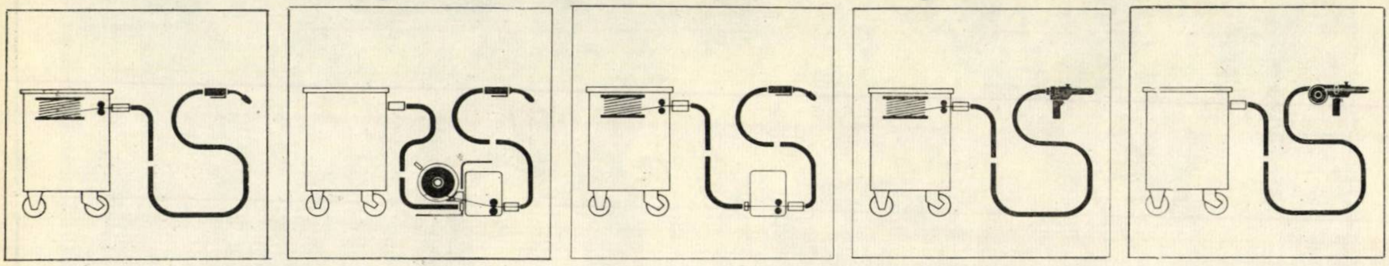
GLACIER

1967

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

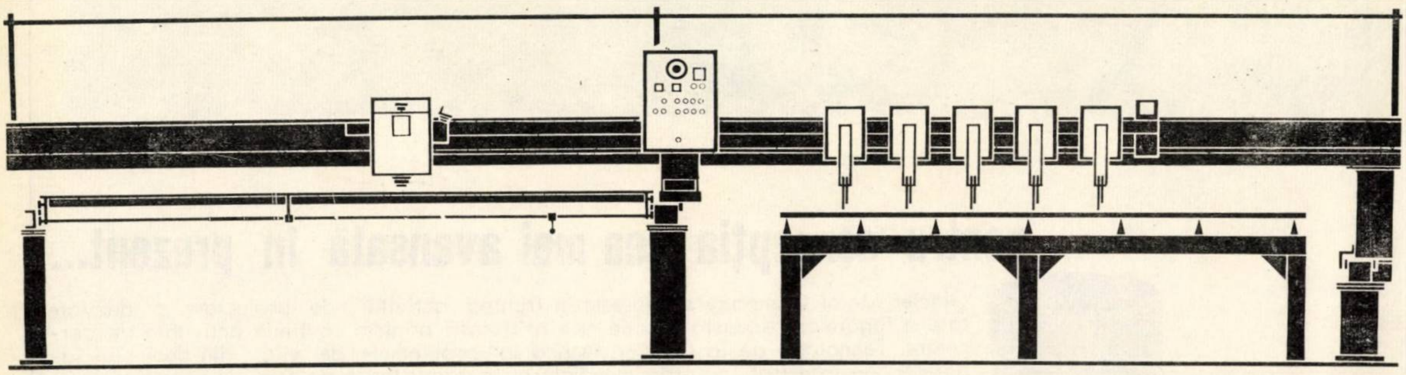
SUDARE ŞI TAIERE RAŢIONALĂ



VARIOMIG

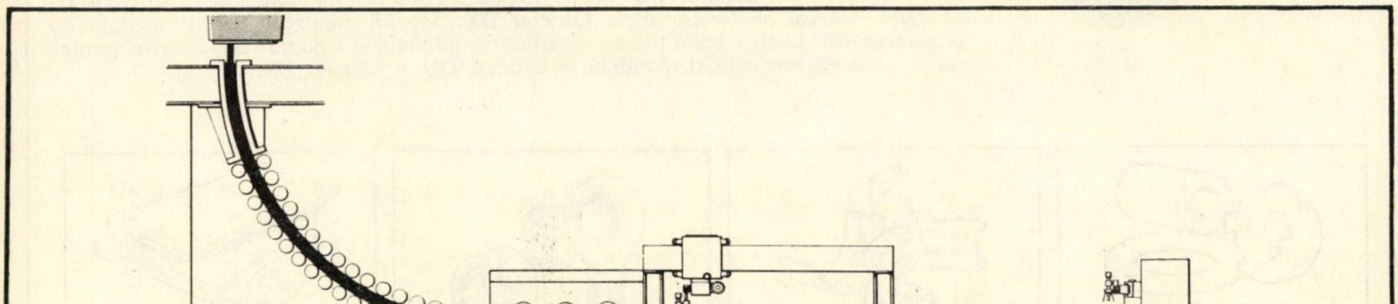
O nouă concepţie în sudarea cu gaz protector: în loc de mai multe instalaţii pentru diferite lucrări de sudare, sistemul VARIOMIG. Un singur agregat de bază cu diferite arzătoare, dispozitive de avans al sîrmei şi mecanisme de reglare combinate.

În felul acesta VARIOMIG poate fi întrebuinţat la orice lucrări. Pentru oţeluri nealiate şi aliate, cupru, nichel şi aliajele respective, ca şi pentru metale uşoare. VARIOMIG lucrează cu CO_2, gaze în amestec sau argon. Poate fi întrebuinţat şi pentru sudare de cusătură sau prin puncte.
Material informativ sub 30.3150 VARIOMIG



MULTISEC „K"

Pentru întreprinderi unde se cere realizarea raţională a unor tăieturi de profil sau de margine a fost realizată maşina de tăiat MULTISEC „K". Reglajul fotcelectric este fixat pe braţ, pe cînd pe partea dispusă între şine se pot monta, datorită rigidităţii sale, un mare număr de arzătoare. Instalaţia MULTISEC "K" realizează o viteză de lucru pînă la 6000 mm/min la tăierea cu plasmă şi oferă posibilitatea de montare a unui mare număr de dispozitive auxiliare.
Material informativ sub 10.4302 MULTISEC "K".



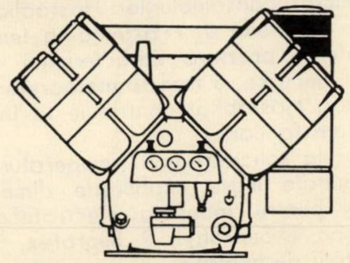
TĂIEREA ÎN UZINA METALURGICĂ

Introducerea metodei de turnare continuă necesită o construcţie specială a maşinii de tăiat, ale cărei arzătoare se fixează pe banda continuă; după tăiere se realizează o întoarcere rapidă în poziţia iniţială.
Arzătoarele de mare capacitate asigură acestei maşini automate o mare siguranţă în exploatare şi o tăiere rapidă.
Material informativ sub 27.301 Strang-Brennschneidmaschinen.

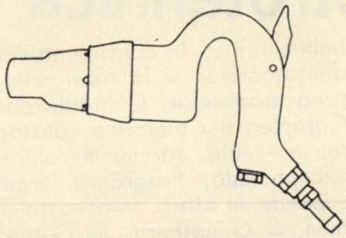
MESSER GRIESHEIM

Messer Griesheim GmbH Schweißtechnik 6 Frankfurt am Main · BRD
Büro Ost 1 Berlin 30 · Einemstraße 9 · Telefon (0311) 2119001
REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

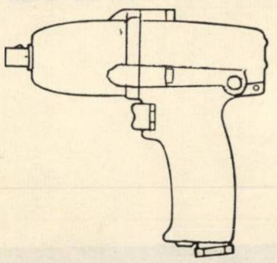
Echipament cu aer comprimat pentru fabrici și ateliere
Atlas Copco are tot ce vă trebuie



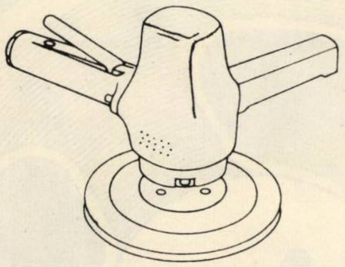
1. **Compresoare staționare cu piston și cu rotoare lobale: răcite cu aer, cu capacități de la 28 la 30,2 m^3/min, debit liber de aer; răcite cu apă, de la 11,1 la 565 m^3/min. De asemenea, răcitoare finale cu aer sau apă în mărimi convenabile pentru orice instalație.**



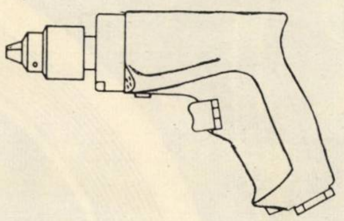
2. Scule pneumatice: ciocane pentru spart în opt tipuri constructive pentru acoperirea necesităților; ciocane pentru nituire cu nituri din aliaje ușoare pînă la 10 mm diametru și nituri calde de oțel pînă la 36 mm.



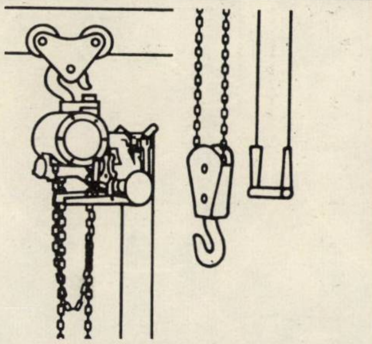
3. Serie de chei LMS cu momente mari, acțiune rapidă, greutate redusă și dimensiuni mici.



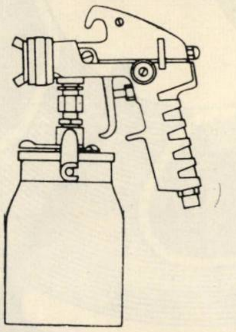
4. Dispozitive de polizat și șlefuit, ușoare, bine echilibrate pentru pile rotative, discuri abrazive, perii de oțel — comandate de motoare cu aer de tip vană.



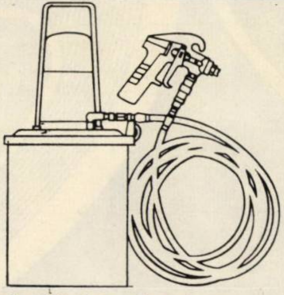
5. Cîteva serii de mașini normale de găurit de mare putere: seria 33 are circa 0,50 CP/kg. Burghie pentru operații grele pentru găuri pînă la 51 mm. Serie de mandrine de inversare automată.



6. Palane Atlas Copco comandate pneumatic pentru acționare în medii agresive — atmosfere de înaltă temperatură, corosive — pînă la 10 t.



7. Pistoale ECCO 40, cu cea mai mare capacitate. Construcție normală și de mare presiune. Rezervoare de aer pentru curățat și aer sub presiune de diferite mărimi.



8. Cinci mărimi de pistoale pentru vopsit de înaltă presiune pentru folosit în interior sau exterior: agregate mobile și staționare pentru pulverizat la cald; sisteme automate pentru vopsit pentru producția de masă.

Fiți bineveniți la

EXPOZIȚIA
INDUSTRIALĂ
SUEDEZĂ

8—16 octombrie 1968 în București

Secția în aer liber

Pentru informații suplimentare trimiteți cuponul alăturat:

To Atlas Copco AB, 105 23 Stockholm 1, Sweden

Please send me information in: ☐ ENGLISH on items marked below
☐ GERMAN
☐ FRENCH

1	2	3	4	5	6	7	8	9
☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐

Name

Title

Company

Address

3/68

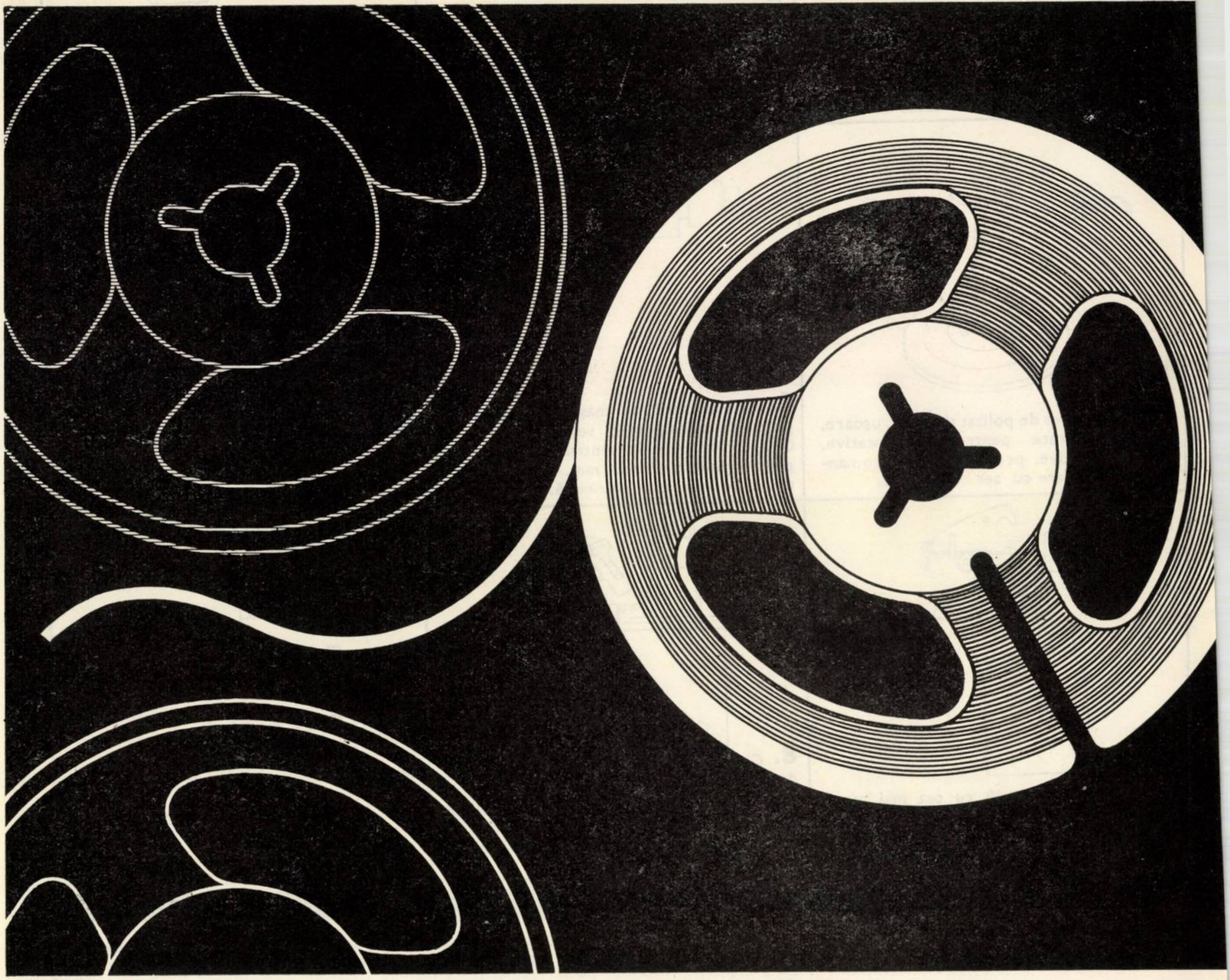
Atlas Copco

105 23 Stockholm 1, Suedia

KALLE LIVREAZĂ: ® **HOSTAPHAN**

Progres
în industria electrotehnică

Foliile de poliester Hostaphan s-au dove
deosebit de reusite ca suport pentru ben
le de magnetofon. Rezistența mărită la
pere a foliilor foarte subțiri permite ca be
zile de magnetofon să aibă o durată m
mare de funcționare.
Hostaphan este de asemenea un bun mat
rial izolator, fiind folosit și la confecțion
rea microsubansamblurilor. Hostaphan core
punde cerințelor de rezistență la temperatu
ridicate și prezintă caracteristici electric
îmbunătățite. În construcția motoarelor electrice, a transformatoarelor, a co
densatoarelor și în fabricarea cablurilor, Hostaphan contribuie la îmbunătă
țirea produselor. Calitățile principale ale foliilor:
Caracteristici electrice constante, chiar la solicitări mari (temperaturi ridica
te, umezeală, sarcini mecanice), durabilitate mare, stabilitate dimensional
excepțională. Programul lărgit de folii pentru industria electrotehnică ma
cuprinde în afară de aceasta: Trespaphan, ® Supronyl, ® Suprotex, ® Supra
then, ® Genotherm, ® Guttagena și folii de acetat.



021021—R

KALLE AG

6202 WIESBADEN-BIEBRICH·REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

O ÎNTREPRINDERE A
GRUPULUI HOECHST
FARBWERKE HOECHST AG · 6230 FRANKFURT (MAIN) 80

INVEST EXPORT

cu un nou program de export mult îmbogăţit

ealizăm proiectarea, livrarea şi montarea întreprinderilor industriale

i exportăm instalaţii şi maşini pentru industria grea, industria chimică, industriile constructoare de maşini, pentru prelucrarea materialelor plastice sau elastice, pentru industria alimentară şi construcţii civile, ca:

aminoare
nstalaţii pentru prepararea şi topirea minereurilor
Concasoare şi instalaţii de sortare
nstalaţii de turnătorie
nstalaţii pentru fabricarea
  substanţelor chimice anorganice şi îngrăşămintelor
  substanţelor chimice organice şi petrochimice
  insecticidelor
  cleiurilor
  acizilor graşi

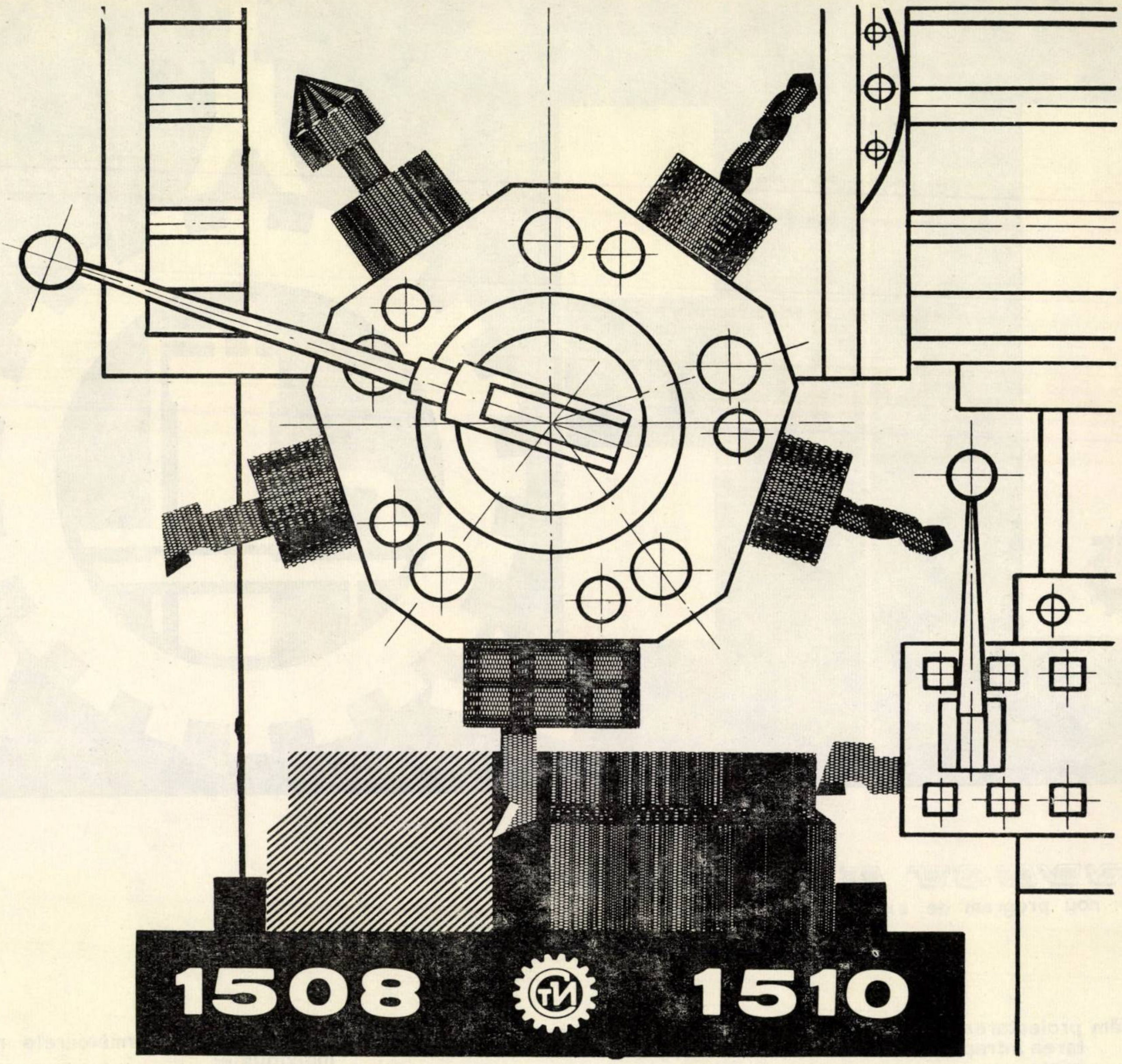
Instalaţii pentru distilarea glicerinei, acizilor şi alcoolilor graşi
Instalaţii pentru recuperarea solvenţilor
Instalaţii pentru fabricarea gazelor industriale
Fabrici pentru cabluri
Fabrici pentru sîrmă şi cabluri
Ateliere de galvanizat
Fabrici de transformatoare
Instalaţii pentru fabricarea instrumentelor de măsură
Instalaţii pentru fabricarea materialelor plastice, elastice, răşinoase şi din fibre sintetice
Instalaţii pentru fabricarea uleiurilor şi grăsimilor vegetale
Fabrici de zahăr din sfeclă
Fabrici de zahăr din trestie
Instalaţii pentru fabricarea produselor auxiliare în industria zahărului
Instalaţii pentru fabricarea alcoolului
Ateliere
Sere
Accesorii pentru scene de teatru
Construcţii culturale pentru diverse scopuri
Laminoare auxiliare

În plus, livrăm următoarele maşini individuale:

Laminoare metalurgice
Concasoare şi mori
Maşini pentru prepararea minereurilor, ca separatoare magnetice, maşini de flotaţie şi mori
Maşini de turnătorie
Macarale metalurgice
Reductoare
Prese pentru balotat bumbac
Aparate chimice şi echipament individual
Maşini pentru prelucrarea materialelor plastice şi elastice
Maşini de trefilat, războaie pentru ţesături metalice
Maşini de cablat şi maşini de torsadat
Maşini de împletit rapide
Maşini pentru fabricarea motoarelor, generatoarelor electrice mobile şi a elementelor componente, precum şi pentru fabricarea semiconductoarelor
Maşini pentru extragerea uleiurilor

INVEST EXPORT

Deutscher Innen-und Aussenhandel DDR — 108 Berlin —
Teubanstrasse 7/9 Republica Democrată Germană
Telegrame: DIAINVESTA Telex: 011 2695 diai dd



Strunguri carusel cu un suport 1 508 şi 1 510 pentru strunjire cilindrică şi conică exterioară şi interioară strunjire plană. Retezare. Segmentare. Zencuire. Alezare. Strungurile pot fi înzestrate cu dispozitive Speciale, care asigură:

- filetarea cu suportul vertical,
- prelucrarea corpurilor de revoluţie prin copiere,
- prelucrarea pieselor la dimensiuni date,
- prelucrarea pieselor în ciclu semiautomat.

— Comanda de la distanţă din diferite puncte ale locului de lucru.

— Variaţia turaţiei planşaibei se realizează cu cuplaje electromagnetice.

	1 508	1 510
Diametrul planşaibei, mm	710	900
Diametrul maxim de prelucrare, mm		
— fără suport lateral	800	1 000
— cu suport lateral	710	900
Înălţimea maximă de prelucrare, mm	800	800
Domeniul de turaţie al planşaibei, rot/min	10—500	8—400
Puterea transmisiei principale, kW	22	22
Gabarite, mm	2 270 × 2 2 370 × 2	265 × 3 210 295 × 3 210
Greutatea, kg	9 500	10 500

Cererile se trimit la adresa:

STANKOIMPORT MOSCOW - USSR

v/o „Stankoimport", Moscova G—200, U.R.S.S. ● Telex 179 ● Telefon 44.21.32

NIFE

Acumulatoare Nicd
Grupuri de intervenţie pentru iluminat
Grupuri pentru semnalizări

JUNGNER
TOOLS

Unelte universale de polizat
Maşini de polizat cu profil optic
Maşini de polizat filete

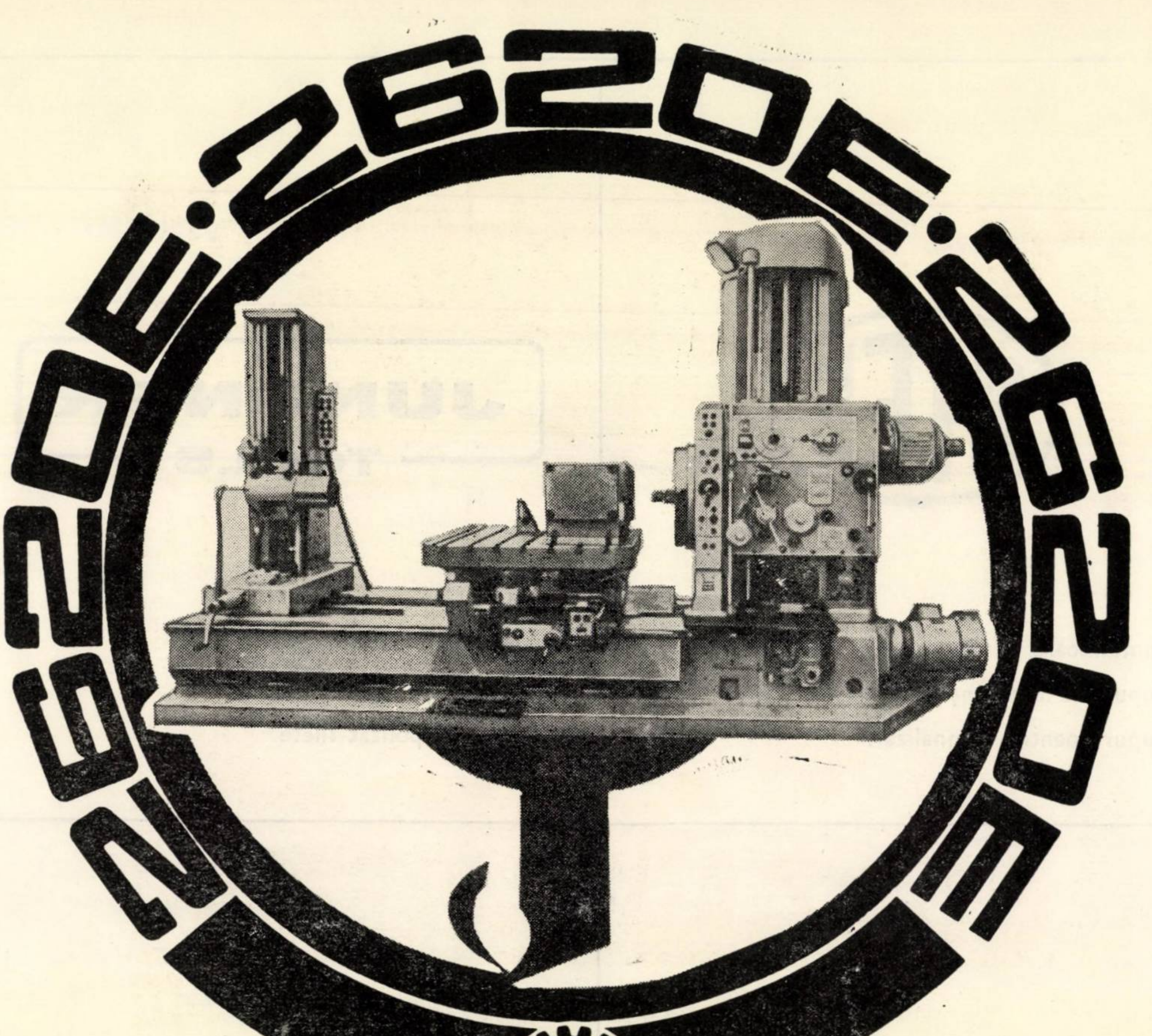
CE

Instrumente de măsurare
Unelte pentru măsurare
Maşini pentru măsurat

MALCUS

Maşini de şlefuit fără centre
Maşini de şlefuit suprafeţe
Maşini de formare pentru turnătorie

Vizitaţi Expoziţia suedeză de maşini-unelte şi industrială
din Bucureşti, Parcul Herăstrău, Pavilionul 3
de la 8 la 16 octombrie 1968



UN MODEL NOU — UN PAS CALITATIV NOU

Noua maşină orizontală de alezat 2620E este echipată, spre deosebire de modelul precedent 2620B, cu dispozitiv optic de determinare a coordonatelor şi scale precise de măsurare, cu oglindă.

Descrierea este simplificată datorită mecanismului cu o singură pîrghie pentru schimbarea vitezelor „operatorului" electric special pentru comanda avansului, dispozitivului cu mărire de 60 ori, panourilor de comandă staţionar şi mobil.

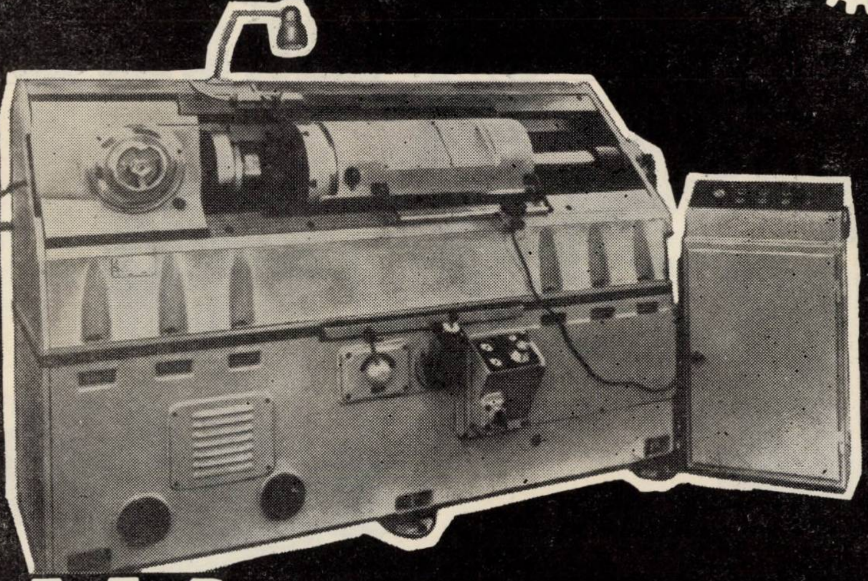
La prelucrarea pe maşină nu sînt necesare dispozitive de ghidare, deoarece dispozitivul de blocare a mesei şi păpuşii fixe permite reglarea coordonatelor cu precizia de ± 0,05 mm.

Arborele este montat pe lagăre de precizie	
Diametrul arborelui telescopic	90 mm
Dimensiunile mesei	1 120 × 1 300 mm
Domeniul de variaţie a turaţiei arborelui	12,5—2 000 rot/min
Domeniul de reglare continuă a avansului . . .	1—800 mm/min
Puterea transmisiei principale	10 kW

Informaţii detaliate la adresa

STANKOIMPORT

Smolenskaia — Sennaia, 32/34, Moscova, G — 200, U.R.S.S.



STANKOIMPORT

MA-459

Maşină de copiat prin vîrtej model MA-459

Destinată pentru fabricarea electrozilor grafitaţi cu profil complicat. Măreşte substanţial productivitatea operaţiei faţă de prelucrarea pe maşini de frezat prin copiere

Dimensiunile maxime ale piesei prelucrate	200× 200× 200 mm
Productivitatea mesei	100 cm³/min
Deplasarea longitudinală maximă a mesei .	490 mm
Precizia de prelucrare	±0,1 mm
Puterea electromotorului	16,3 kW
Gabarite	2 485 x 1 250 x 1 750 mm
Greutate	5 500 kgf

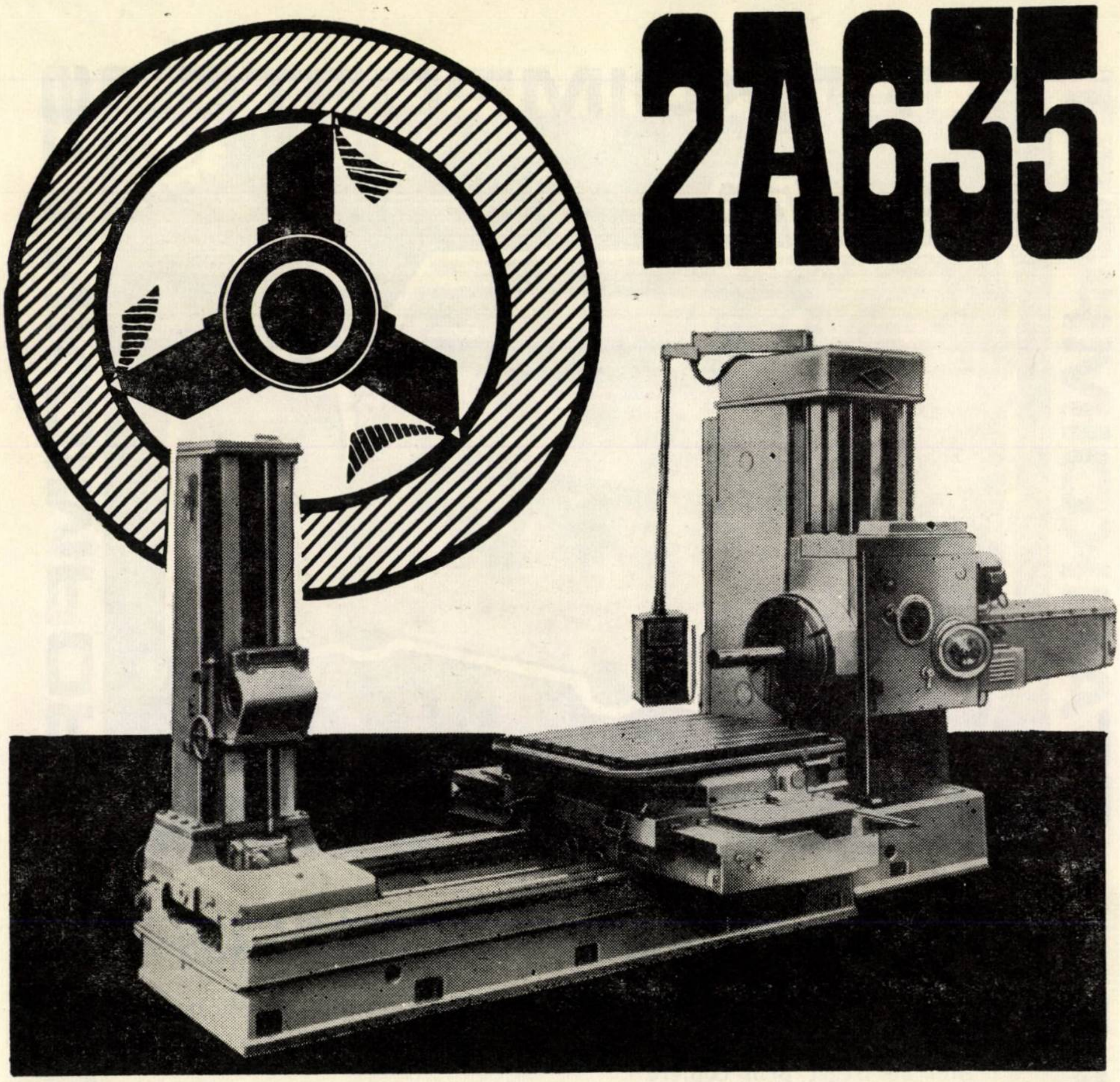
Exportator:

V/O STANKOIMPORT • MOSCOVA, G-200 • U.R.S.S.
TELEFON: 44.21.32 • TELEX: 179

STANKOIMPORT·STANKOIMPORT

STANKOIMPORT·STANKOIMPORT

STANKOIMPORT



Productivitate ridicată şi precizie de prelucrare prezintă maşinile orizontale de alezat 2A635 şi 2B635 utilizate la diferite operaţii:

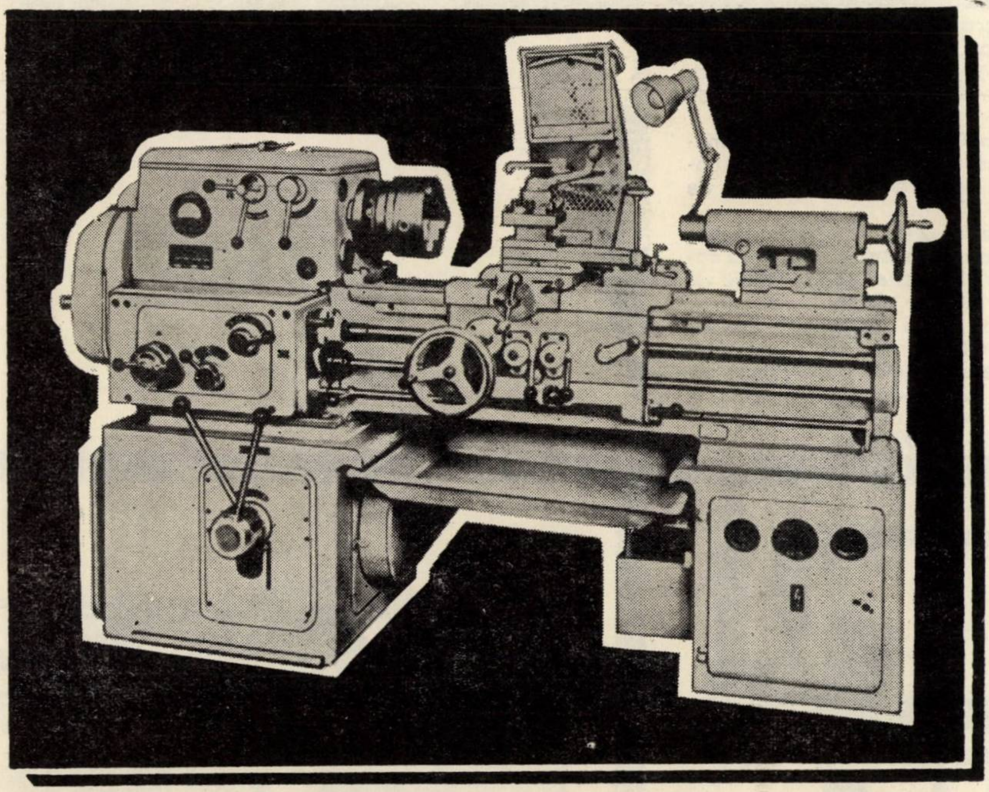
strunjire interioară zencuire
frezare alezare
găurire

Diametrul maxim de alezare — 400 mm
Maşinile au construcţie asemănătoare
Modelul 2B635 nu are montantul posterior, avînd evident lungime mai mică.
Arborele maşinii este montat pe rulmenţi cu role de precizie.

Informaţii detailate se obţin de la
STANKOIMPORT, SMOLENSKAIA SENNAIA 32/34 ● MOSCOVA ● U.R.S.S.

STANKOIMPORT **MOSCOW - USSR**

1A616



STRUNG DE FILETAT MODEL 1A616

Înălțimea centrelor	165 mm
Distanța între centre	710 mm
Filete prelucrate	
metric, cu pasul	0,5 — 48 mm
Whitwort, cu numărul de spire pe țol	48 — 2,5
modul, cu pasul	0,25 — 22 moduli
pitch, cu pasul	128 — 1,25 pitch
Domeniul de variație a turației arborelui	11 — 2 240 rot/min
Puterea electromotorului principal	4,5 kW

— Construcția modernă, materialele superioare și fabricația de înaltă calificare asigură strungului productivitate ridicată, precizie de prelucrare, calitate superioară de execuție a operațiilor de finisare și durată mare de serviciu.

— Stankoimport exportă o gamă largă de mașini-unelte așchietoare universale și speciale.

La cerere, prospectele detaliate se obțin de la Stankoimport, Moscova,
G — 200, U.R.S.S. Telefon: 44—21—32. Telex: 179

STANKOIMPORT

Maşini hidraulice de turnat sub presiune

Maşini hidraulice automate de turnat prin injecţie, pentru mase termoplastice

IDRA

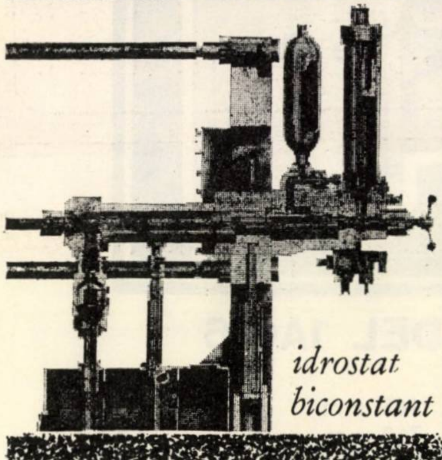
Programul de fabricaţie

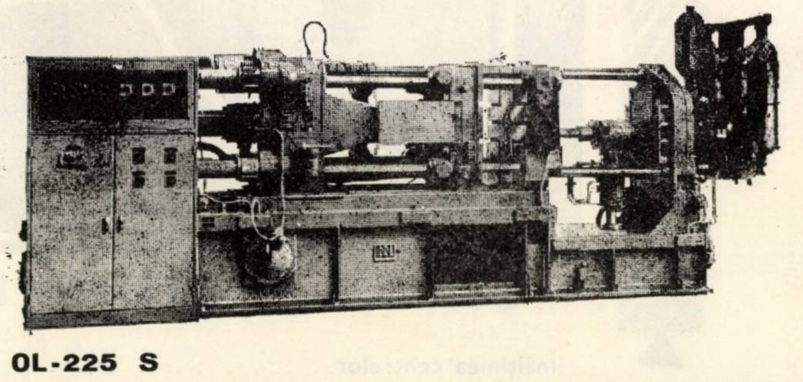
Seria OL-S: 15 modele de maşini de turnat sub presiune cu camera de răcire orizontală, de 60 — 3 500 tf.

Seria OL/V-S: 8 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire verticală, de 40 — 500 tf.

Seria OL/Z-S: 11 modele de maşini de turnat sub presiune cu cameră de răcire, pentru aliaje de zinc, de 20 — 700 tf.

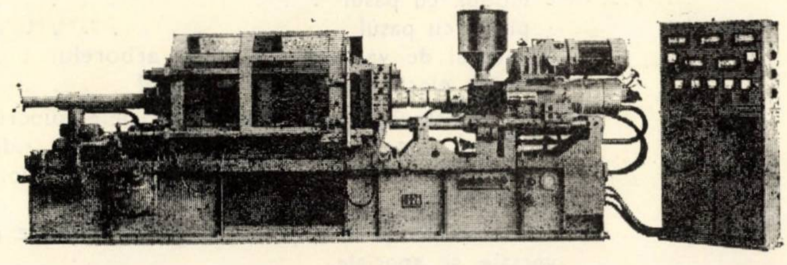
Seria MP-S: 24 modele de maşini automate de turnat prin injecţie pentru materiale termoplastice, cu cilindru prevăzut cu spirală, pentru un volum de injecţie de 20 — 15 000 cm³.





OL-225 S

Maşinile de turnat sub presiune IDRA sînt prevăzute cu un dispozitiv de injectare cu trei faze, de construcţie ultramodernă. Noile dispozitive de scurgere rapidă cu alimentare prin piston, sistem IDROSTAT, fac posibilă obţinerea de viteze mărite de injecţie, realizate prin scurtarea spaţiului de accelerare. Cu ajutorul noului tip de regulator multiplicator IDRA-BIOCONSTANT se menţine constantă presiunea şi durata de creştere respectivă, independent de puterea presei sau de viteza pistonului.



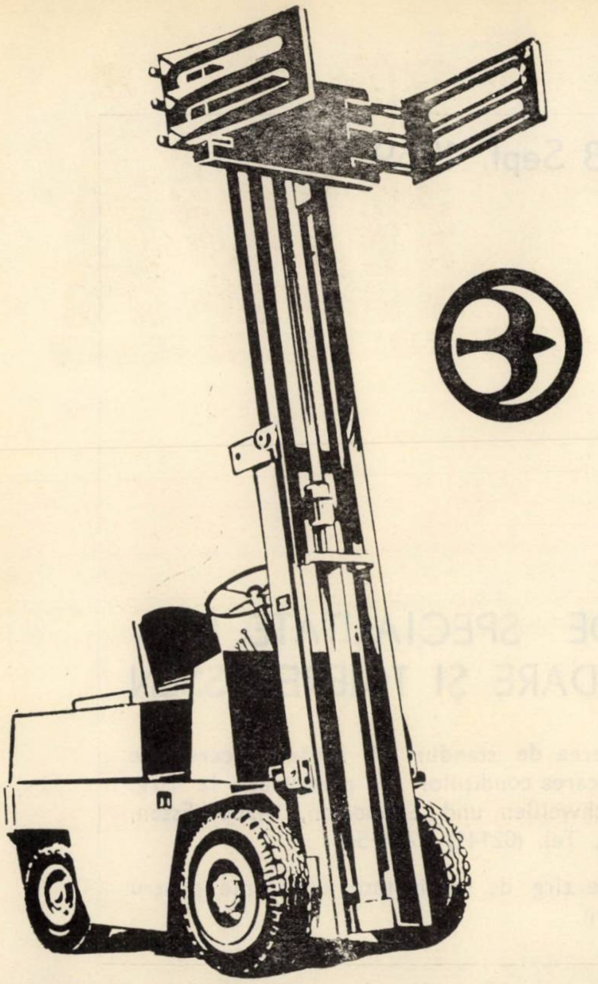
MP 18-S 240

Publidra 340/68

SEDIUL PRINCIPAL ŞI UZINA BRESCIA (ITALIA) - VIA TRIUMPLINA 13. - TEL. (030) 303.661. - TELEX* 30.034
ADRESA TELEGRAFICĂ: IDRA BRESCIA

Sucursale:

R. F. G.	**IDRA—PRESSEN**	GmbH Stuttgart-N Azenbergstrasse 31 - Tel. 223451/52 - Telex 0722769
FRANŢA	**IDRA FRANCE**	29, Rue d'Artois Paris - (8ᵉ) - Tel. 225-45-24/25/26/57 - Telex 28546
ANGLIA	**IDRA LIMITED**	Eagle House, Wimbledon High Street, London, S. W. 19. Tel. 01-976 8551



VIZITAȚI STANDURILE NOASTRE DE LA CEL DE-AL XXIV-LEA TÎRG INTERNAȚIONAL DE LA PLOVDIV, CARE VA AVEA LOC ÎNTRE 22.09. ȘI 1.10. 1968. SPECIALIȘTII NOȘTRI VĂ VOR STA LA DISPOZIȚIE PENTRU INFORMAȚII ȘI DEMONSTRAȚII.

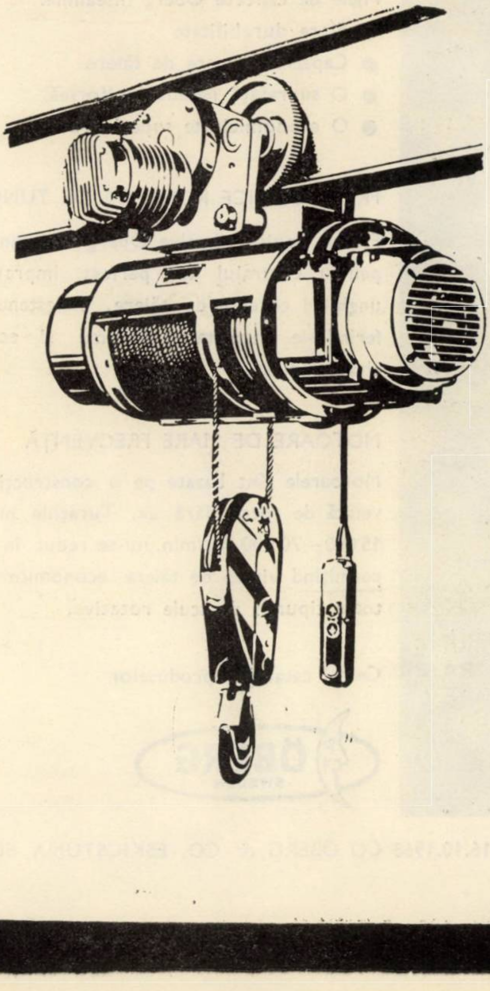
balkancar

CĂRUCIOARE ELECTRICE SAU CU MOTOR CU ARDERE INTERNĂ,
elevatoare universale de mare înălțime, cu platformă, basculante și tractoare;
CĂRUCIOARE ELECTRICE pentru înălțime redusă
PALANE ELECTRICE CU CABLU SAU CU LANȚ
BATERII DE ACUMULATOARE
MOTOCICLETE ȘI MOTORETE
MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE ELECTRICĂ ȘI MOTOARE DIESEL• ECHIPAMENTE PNEUMATICE ȘI HIDRAULICE• ANSAMBLE ȘI PIESE DE CUPLARE
Pentru mașinile de fabricație BALKANCAR se asigură piesele de schimb și serviciile necesare

Informații detaliate și oferte:
BALKANCAREXPORT, Bulgaria
Sofia, str. AKSAKOV, nr. 5, telefon 88—53—21, telex 386, telegrame:
BALKANCAREXPORT SOFIA

---

balkancar



CONSTRUCȚIE UȘOARĂ ȘI COMPACTĂ, EXPLOATARE SIGURĂ ȘI COMODĂ

PALANE ELECTRICE CU CABLU tip „T"

pentru sarcini de la 250 la 12500 kgf, înălțime de ridicare de la 6 la 36 m

Motor electric cu rotor conic, frînă și reductor planetar
Se acceptă comenzi de palane electrice în execuție normală sau specială
La cerere, palanele pot fi livrate pentru montaj fix sau cu cărucior complet liber, cărucior cu deplasare manuală sau cărucior electric rigid în funcție de sarcină și înălțime de ridicare

Informații detaliate și oferte:
BALKANCAREXPORT, Bulgaria
Sofia, str. Aksakov, nr. 5, telefon 88—53—21
Telex 386, telegrame: BALKANCAREXPORT Sofia

GRÖSSTE SCHWEISSTECHNISCHE FACHMESSE DER WELT

20. – 28. Sept. 1969

FACHMESSE
SCHWEISSEN UND
SCHNEIDEN ESSEN

DVS

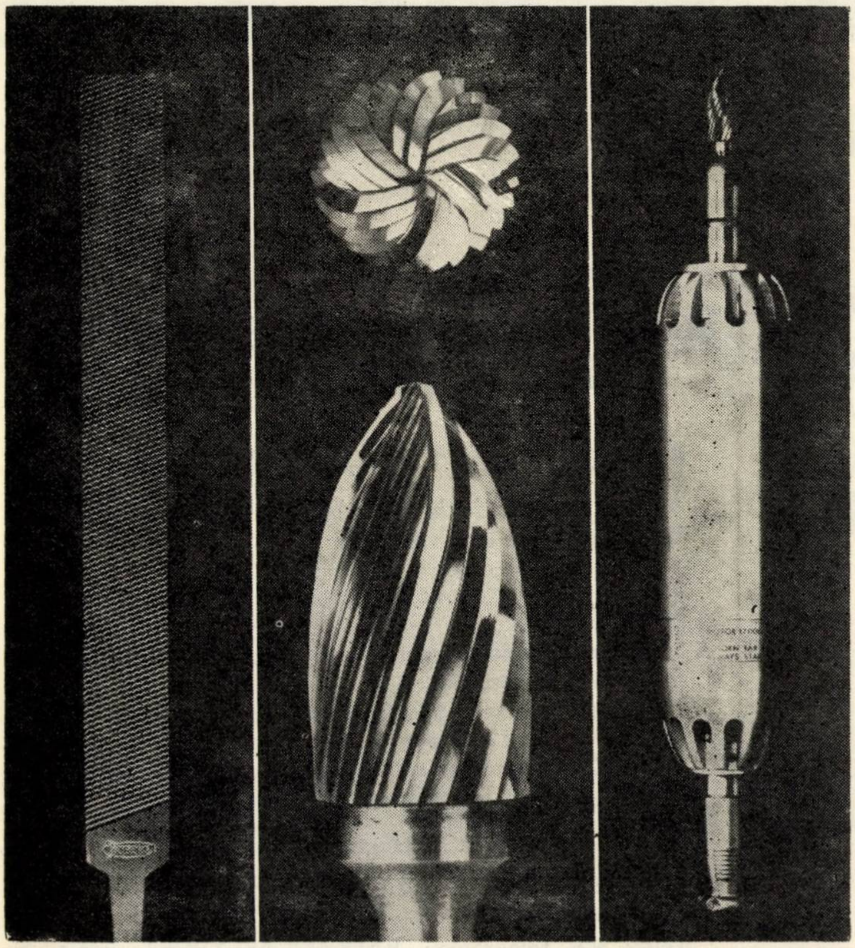
Für Standbestellungen bitte **umgehend** die Messebedingungen anfordern: Fachmesse Schweißen und Schneiden, 4300 Essen, Norbertstr. 2, Tel. (02141) 773054

20 — 28 Sept. 1969

TÎRG DE SPECIALITATE PENTRU SUDARE ŞI TĂIERE ESSEN

Pentru obţinerea de standuri vă rugăm să cereţi de îndată comunicarea condiţiilor de participare la Tîrg: Fachmesse Schweißen und Schneiden, 4300 Essen, Norbertstr. 2, Tel. (02141) 77 30 54.

Cel mai mare tîrg de specialitate din lume pentru tehnica sudării.



PILE MECANICE

Pentru orice ţip de operaţii în industrie există o pilă Öberg potrivită.

Pilele de calitate Öberg înseamnă:

- Mare durabilitate
- Capacitate mare de tăiere
- O suprafaţă netedă, uniformă
- O economicitate superioară

FREZE CONICE ROTATIVE DE TUNGSTEN

Frezele conice rotative Öberg sînt cunoscute, pentru centrajul lor perfect, împreună cu unghiuri corecte de tăiere, tungstenul conferindu-le capacitate maximă şi economicitate ridicată.

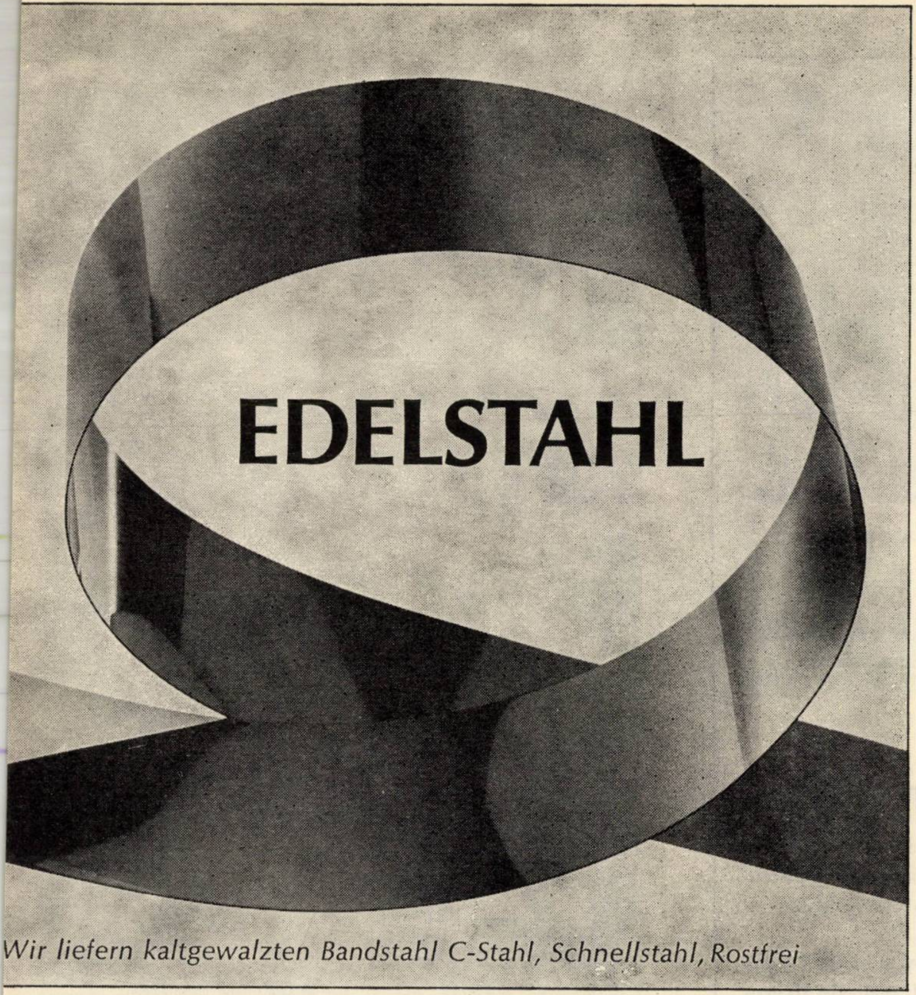
MOTOARE DE MARE FRECVENŢĂ

Motoarele sînt bazate pe o construcţie brevetată de rotor fără ax. Turaţiile mari, de 15 000—70 000 rot/min, nu se reduc în sarcină permiţînd viteze de tăiere economice pentru toate tipurile de scule rotative.

Cereţi catalogul produselor

ÖBERG
SWEDEN

Consultaţi programul nostru industrial la Tîrgul suedez din Bucureşti 8.10.—16.10.1968 CO ÖBERG & CO, ESKICSTUNA SUEDIA



Wir liefern kaltgewalzten Bandstahl C-Stahl, Schnellstahl, Rostfrei

Fagersta expune la BRNO
și la BUCUREȘTI

OȚELURI DE CONSTRUCȚII
OȚELURI DE SCULE
OȚELURI RAPIDE
OȚELURI INOXIDABILE
Oțel în bare — sîrmă
Oțel în bandă — tuburi
SECO METAL DUR
SECODEX PLĂCI REVERSIBILE ȘI SCULE
SECO BURGHIURI PENTRU PIATRĂ

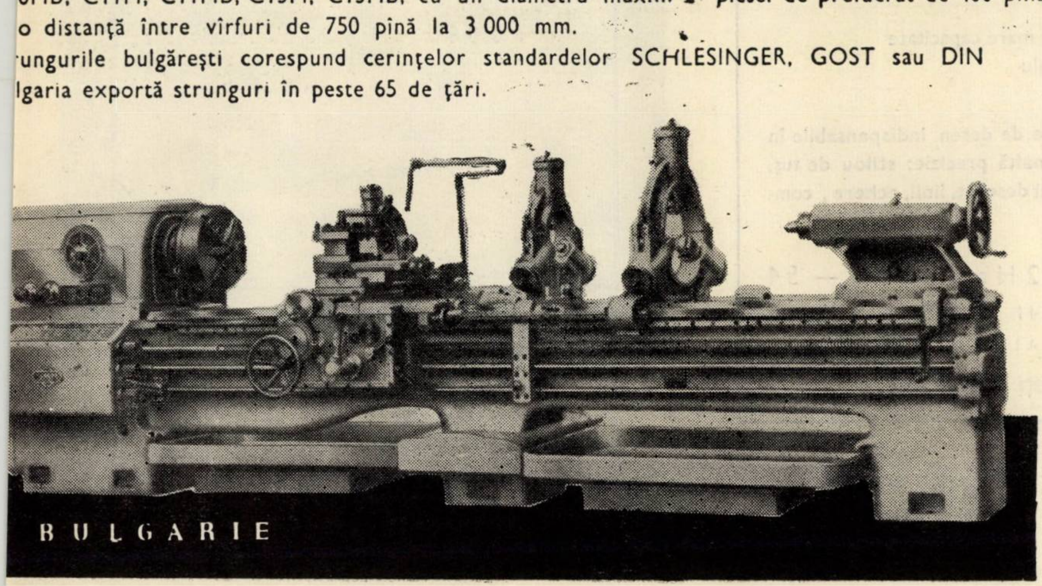
FAGERSTA

FAGERSTA BRUKS AB • SCHWEDEN

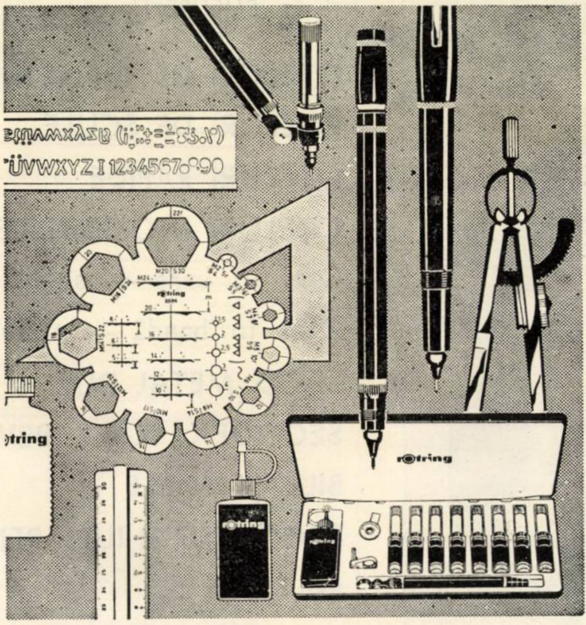
MACHINOEXPORT

BULGARIE

oductivitate mare, precizie și simplitate de deservire, o gamă largă de filete metrice, Whitworth, de modul
diametru mediu DR — iată avantajele strungurilor bulgărești pentru strunjit și filetat C5M, C5MB, C10M,
0MB, C11M, C11MB, C13M, C13MB, cu un diametru maxim al piesei de prelucrat de 400 pînă la 800 mm
o distanță între vîrfuri de 750 pînă la 3 000 mm.
rungurile bulgărești corespund cerințelor standardelor SCHLESINGER, GOST sau DIN
lgaria exportă strunguri în peste 65 de țări.



Exportator unic:
MACHINOEXPORT S. R. L.
str. Aksakov 5, Sofia
Telefon: 88 53 21
Telex: 011 425
MACHINOEXPORT, SOFIA



rotring

macht das Zeichnen leichter

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuş Rapidograph, primul stilou cu tuş din lume, cu sistem tubular şi mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm.

Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raţionalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.

Pentru scrierea curată şi exactă, rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.

Special pentru desenul pe material plastic a fost confecţionat stiloul cu tuş Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 7 grosimi de linii de la 0,2 la 1,2 mm. De asemenea a fost adoptat pentru tuşuri dizolvante de folii şi solubile în apă.

Cu rotring se poate desena mai uşor — mai repede — mai raţional!

- Asigură o durată lungă de funcţionare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
- Uşurează alegerea grosimii necesare
- Trasează linii uniforme cu margini bine definite
- Asigură lucrări curate
- Are un rezervor de tuş de mare capacitate
- Se reîncarcă în mod simplu
- Se poate curăţa uşor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile în cazurile în care se cere o înaltă precizie: stilou de tuş, tuş de desen, şablon de scris şi desenat, linii, echere, compasuri.

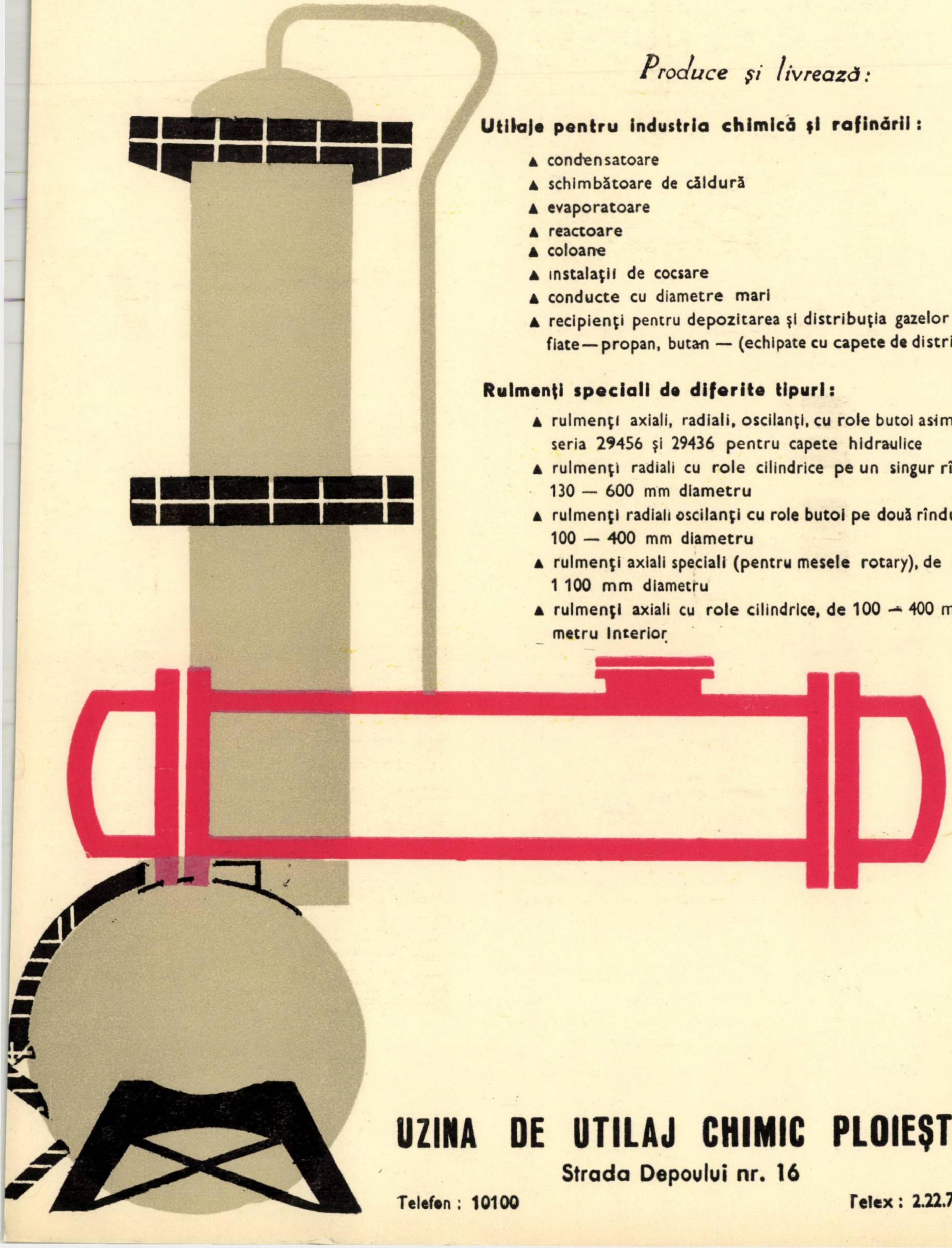
RIEPE — WERK 2Hamburg — 54
POSTFACH 13 529
REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

Vă rugăm cereţi prospecte!

Abonaţi-vă la revistele:
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA ŞI ELECTRONICA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

UZUC



Produce și livrează:

Utilaje pentru industria chimică și rafinării:

- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- evaporatoare
- reactoare
- coloane
- instalații de cocsare
- conducte cu diametre mari
- recipienți pentru depozitarea și distribuția gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuție)

Rulmenți speciali de diferite tipuri:

- rulmenți axiali, radiali, oscilanți, cu role butoi asimetrice, seria 29456 și 29436 pentru capete hidraulice
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

Strada Depoului nr. 16

Telefon: 10100

Telex: 2.22.74

MARCA

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

INTERNAŢIONALĂ

1966 DEC

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

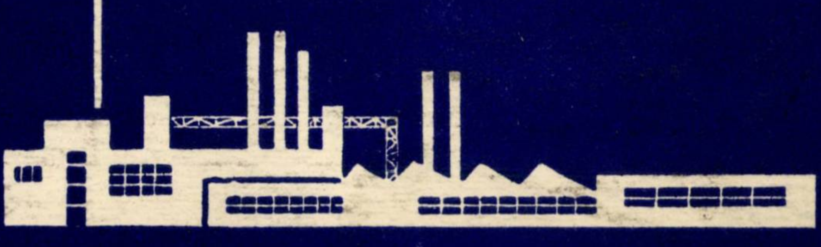
UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43



3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

10

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XX • Nr. 10 • OCTOMBRIE 1968

C5
118

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

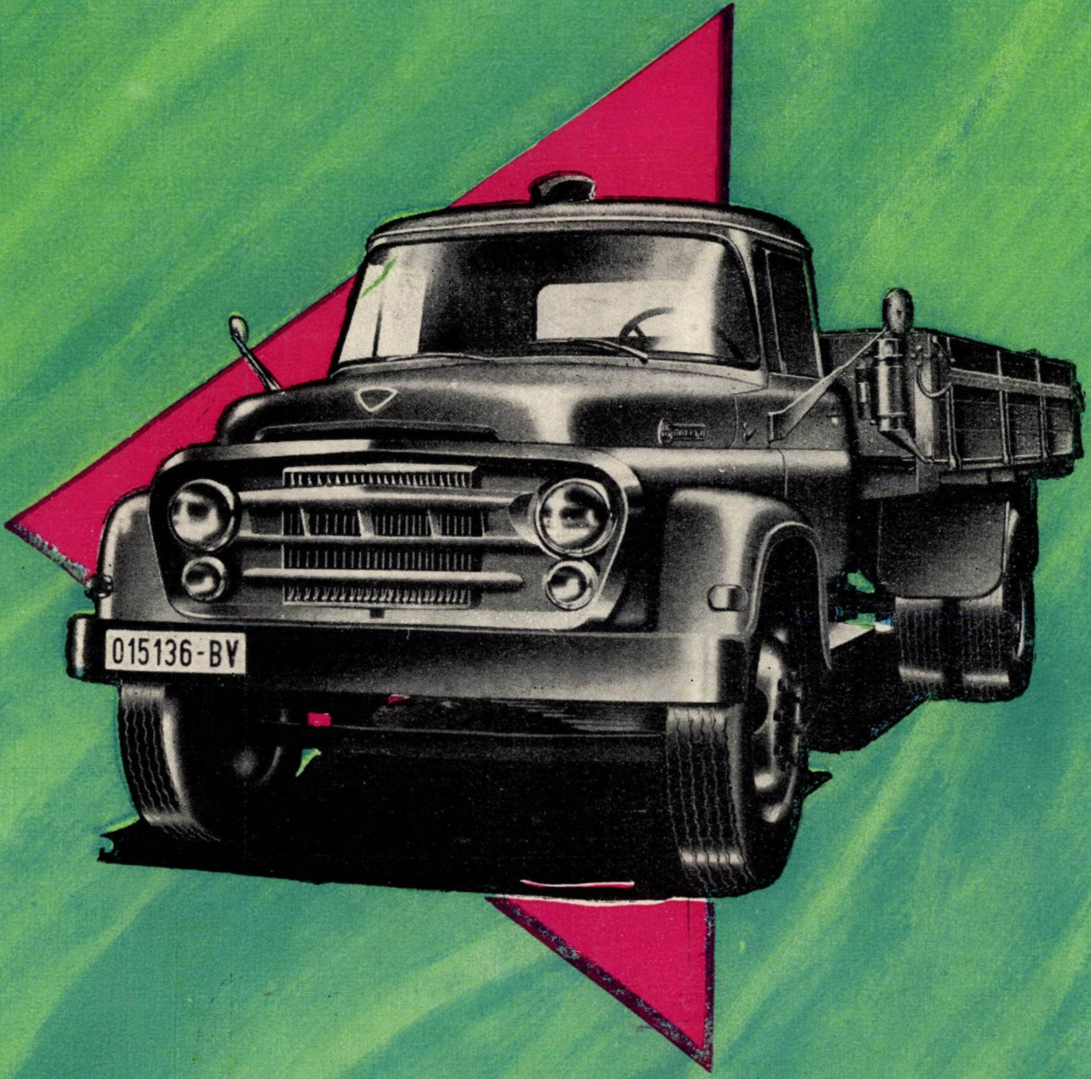
FRB
MADE IN RUMANIA

E 3279

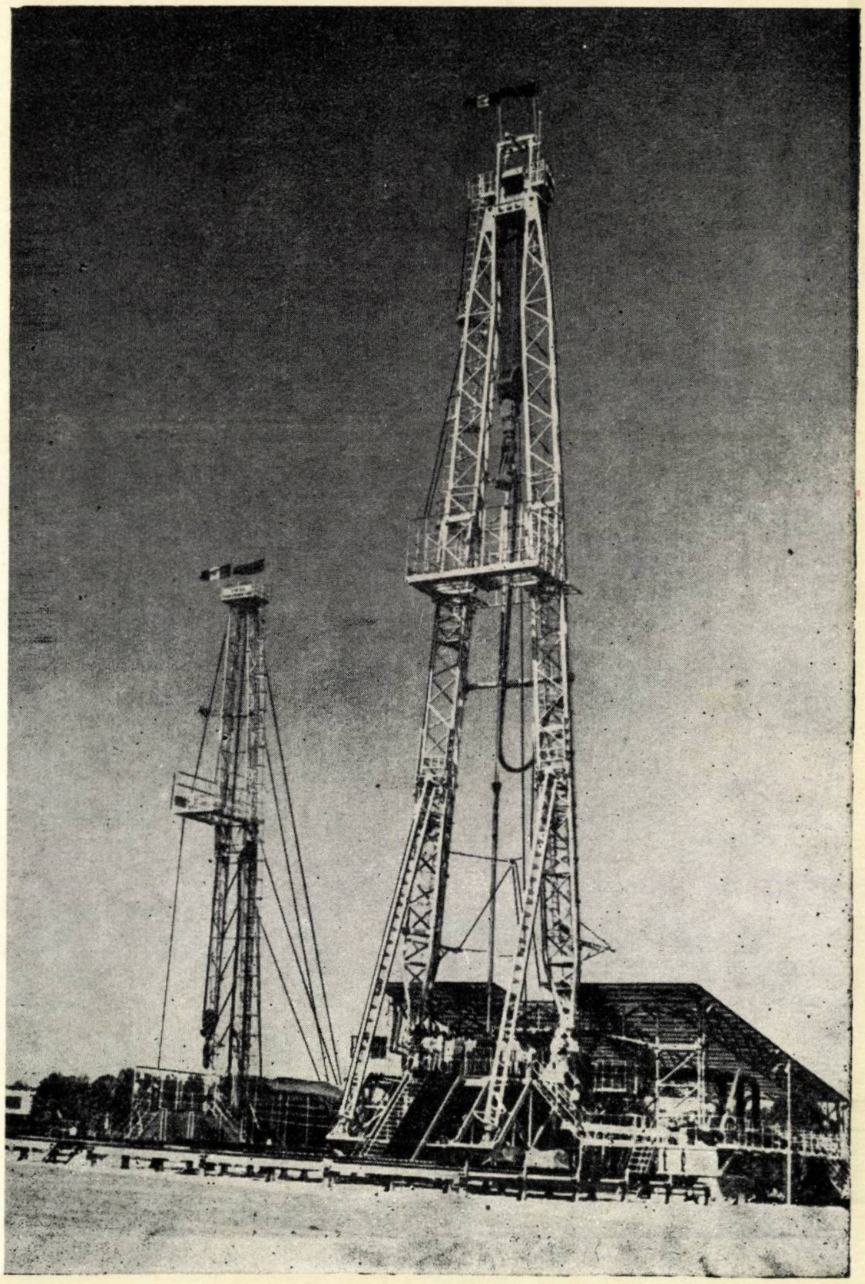
UZINA DE AUTOCAMIOANE

BRAȘOV

Strada
Poienilor 5
Telefon:
20220



- putere 140 CP
- sarcină utilă 3-6 t
- viteză 90 km/h



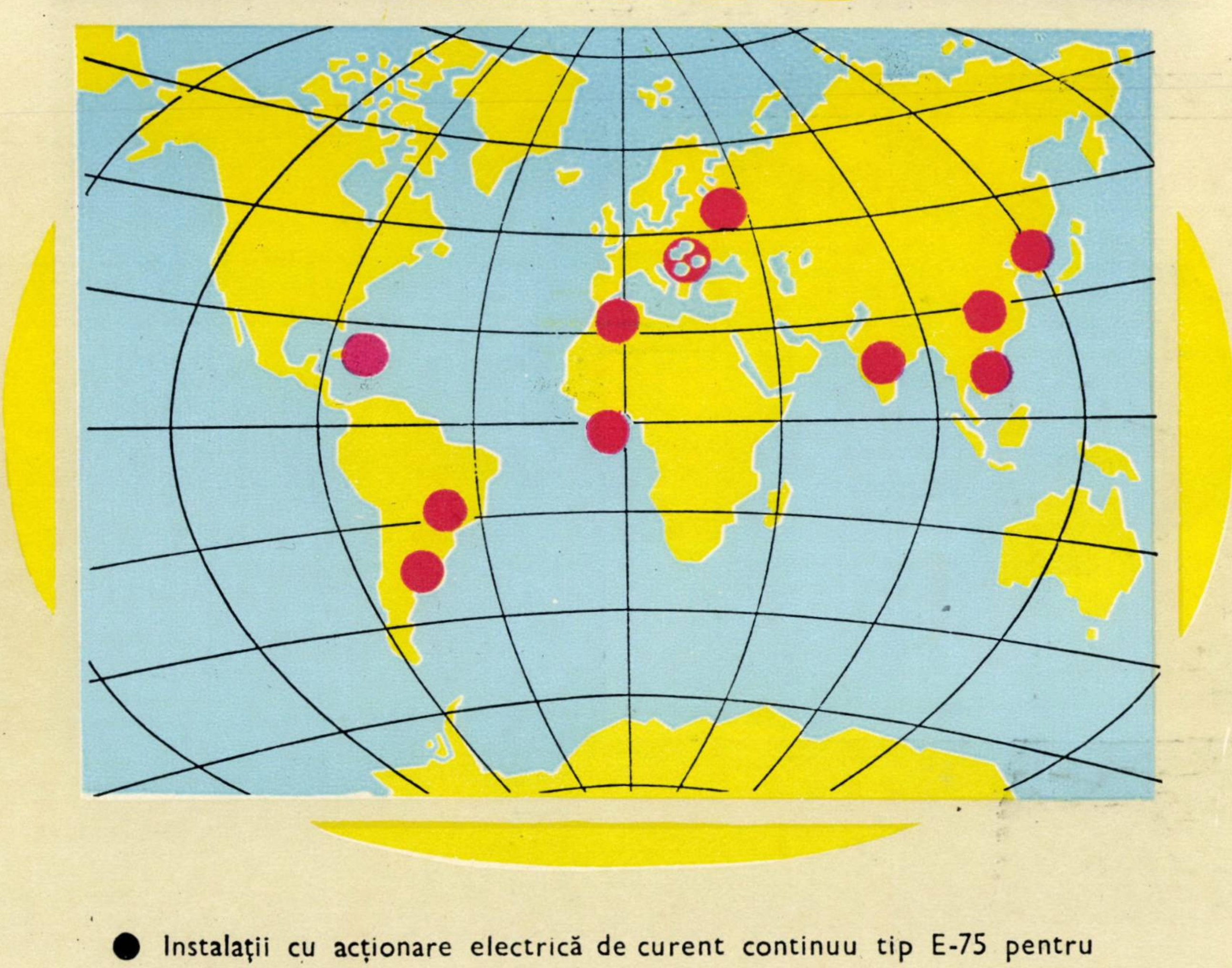
- Instalaţii de foraj pentru 1200 m adîncime transportabile tip T-50 B
- Instalaţii de foraj de medie adîncime
  tip 2DH-75 pentru 2200 m adîncime
  tip 4LD-150 pentru 3200 m adîncime
  tip F200-2DH pentru 3500 m adîncime
- Instalaţii de foraj de mare adîncime
  tip 3DH-200 pentru 5000 m adîncime
  tip 3DH-250 pentru 5000 m adîncime
  tip 4DH-315 pentru 7000 m adîncime

Uzina constructoare de utilaj petrolier
“1 Mai“ – Ploiești
execută și livrează intern și la export:

UPETROM
PLOIESTI

Uzina de construcţii utilaj petrolier "1 Mai"
Ploieşti, str. Democraţiei nr. 121
Telefon: 10300
Telex: 019.219

UZINA 1 MAI PLOIESTI



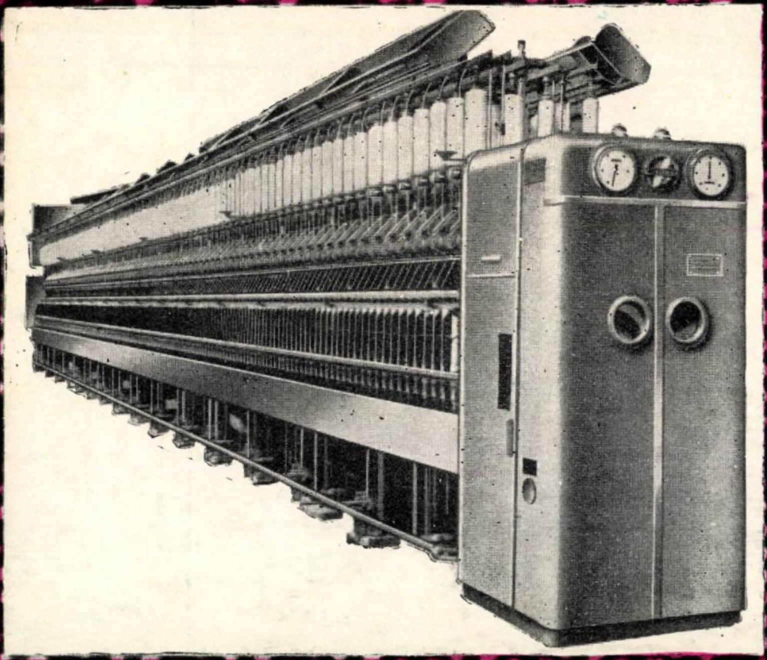
- Instalații cu acționare electrică de curent continuu tip E-75 pentru 2200 m adîncime
- Pompe cu transmisie pentru noroi duplex sau triplex de 465, 630, 800 și 1250 CP tip: 3PN-465; 2PN-630; 2PN-800; 2PN-1250
- Grupuri motopompă acționate cu motoare diesel echipate cu pompe de 340, 465 și 1250 CP
- Agregate de cimentare și fisurare hidraulică de 400, 500 și 700 kgf/cm^2 tip AC-400; AC-500; ACF-700
- Instalații complete de prevenire a erupțiilor acționate hidraulic tip: HD-8 x 210; HD-8 x 350; HD-10 x 210; HD-10 x 350; HD-12 x 210; HDF-7 $\frac{1}{16}$ x 350; HDF-9 x 700; HDF-14 in. x 350kgf/cm^2.
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Carotiere mecanice pentru foraj

UZINA

UNIREA

— CLUJ

Piața 1 Mai nr. 1-2



livrează în mod curent:

- — Războaie automate de țesut bumbac, tip 24A—27A; 24A$_2$—27A$_2$; 24A$_{12}$—27A$_{12}$
- — Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- — Carde de bumbac
- — Mașini de răsucit fire, tip 3R
- — Mașini de filat bumbac, tip 4F1
- — Mașini de filat lînă pieptănată, tip 2FLP
- — Mașini de filat bumbac, FBC și FBP
- — Mașini de pieptănat lînă, tip 2PL și altele

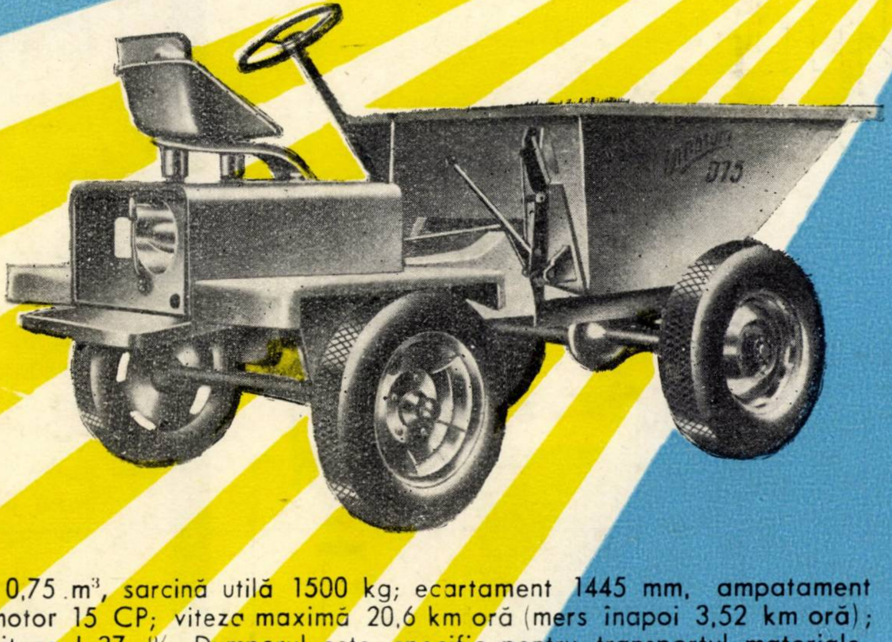
exportă:

- — Războaie automate de țesut bumbac

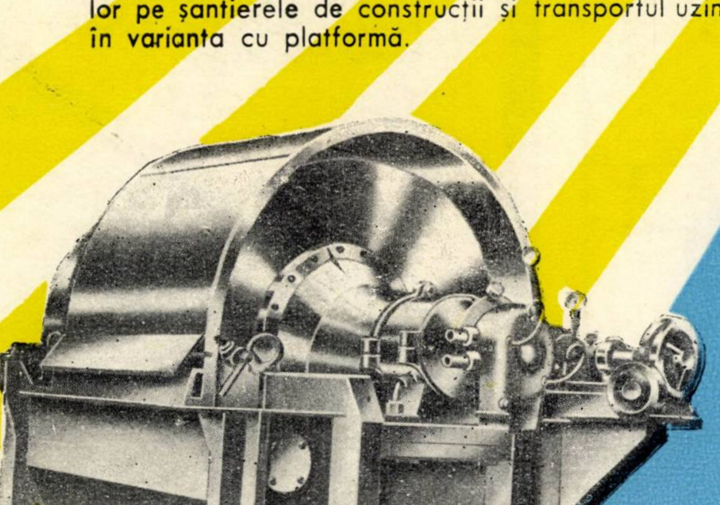
UZINA MECANICA DE MAȘINI ȘI UTILAJ MINIER

Baia Mare, str. Baia Sprie nr. 170
telefon 2412 la 2414

DUMPER PITIC (PRODUS NOU ASIMILAT)



Capacitatea cupei 0,75 m^3, sarcină utilă 1500 kg; ecartament 1445 mm, ampatament 1380 mm; putere motor 15 CP; viteza maximă 20,6 km oră (mers înapoi 3,52 km oră); panta maximă la viteza I 37 %. Dumperul este specific pentru transportul materialelor pe șantierele de construcții și transportul uzinal în uzinele constructoare de mașini, în varianta cu platformă.



FILTRU DE VID DE 5 m^2

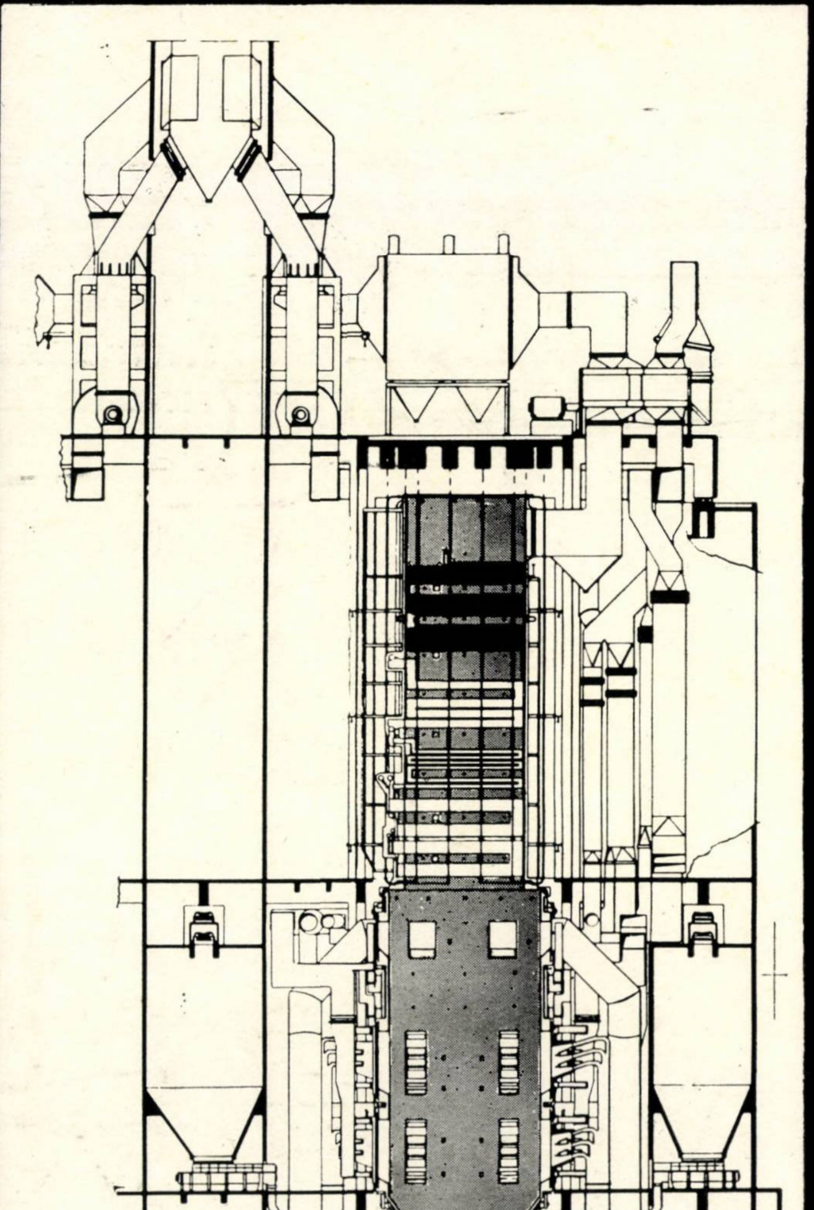
Suprafata de filtrare de 5 m^2; diametrul tamburului 1760 mm; puterea instalată 5,5 kW, turația 5 rot min; gabarit 4100 x 2850 x 2153 mm. Se foloseste la prepararea pe cale umedă a minereurilor neferoase.
Filtrul de vid se execută în două variante de 5 m^2 și 10 m^2 suprafețe de filtrare.

CENTRUL DE CERCETARI ȘI PROIECTARI CAZANE

efectuează:

— studii și cercetări în domeniul cazanelor, instalațiilor anexe și utilajelor termotehnice de centrală

București
Str. Serg. Mj. Borș Gr. nr. 2
tel. 31.01.41.

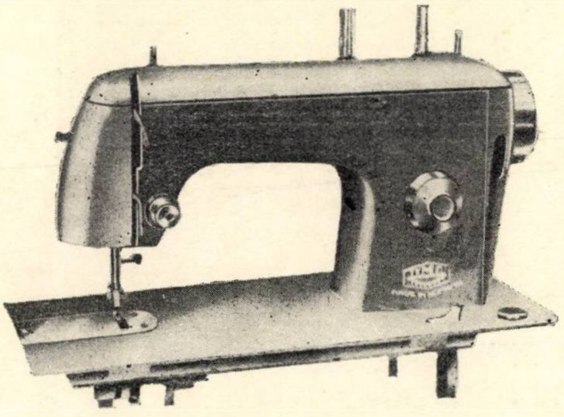


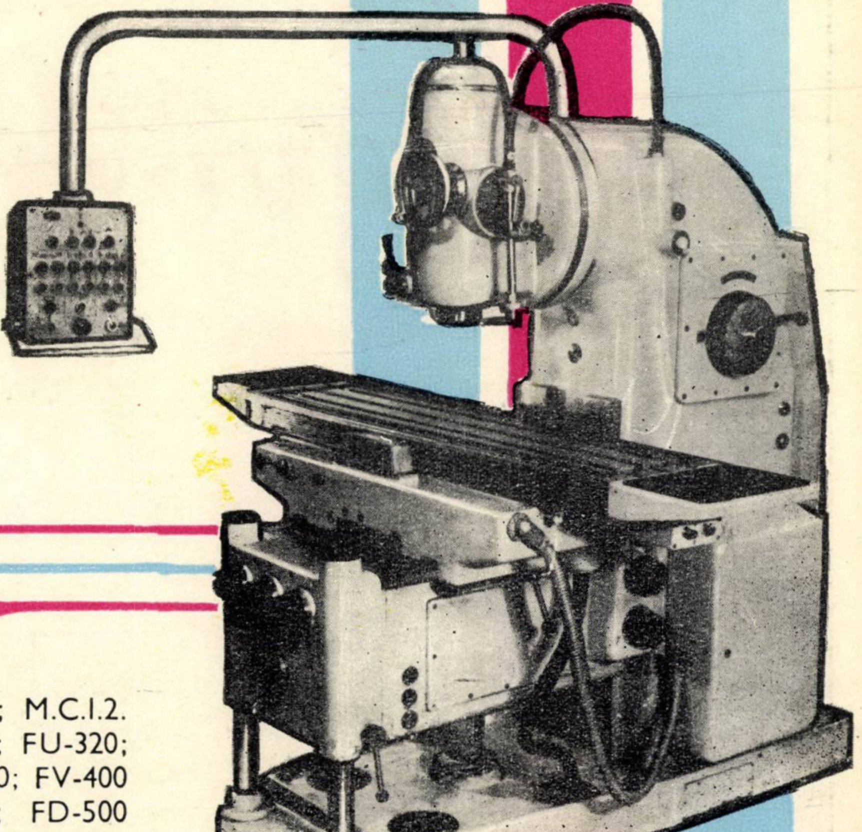
elaborează, în mod complex, documentații tehnice în toate fazele de proiectare, pentru:

- — cazane de abur de joasă și înaltă presiune
- — cazane de apă caldă și fierbinte
- — cazane recuperatoare
- — cazane cu destinație specială
- — instalații anexe pentru cazane (arzătoare, ventilatoare, utilaje pentru gospodării de combustibil etc.)
- — utilaje termotehnice de centrală (degazoare, filtre, schimbătoare de căldură etc.)
- — utilaje din partea nucleară a centralelor nuclear electrice (reactoare nucleare, elemente de combustibil, generatorul de abur, mașina de manevrat combustibil etc.)

CPC
BUCUREȘTI

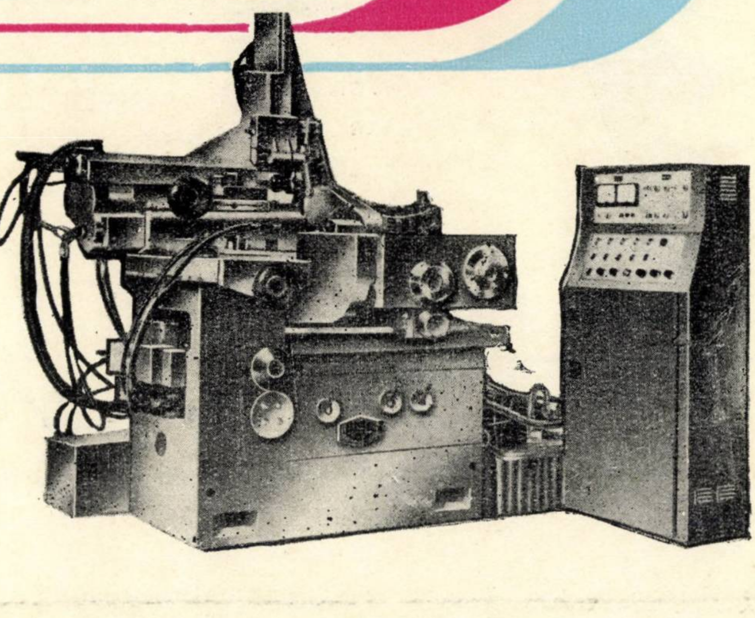
UZINA MECANICĂ CUGIR



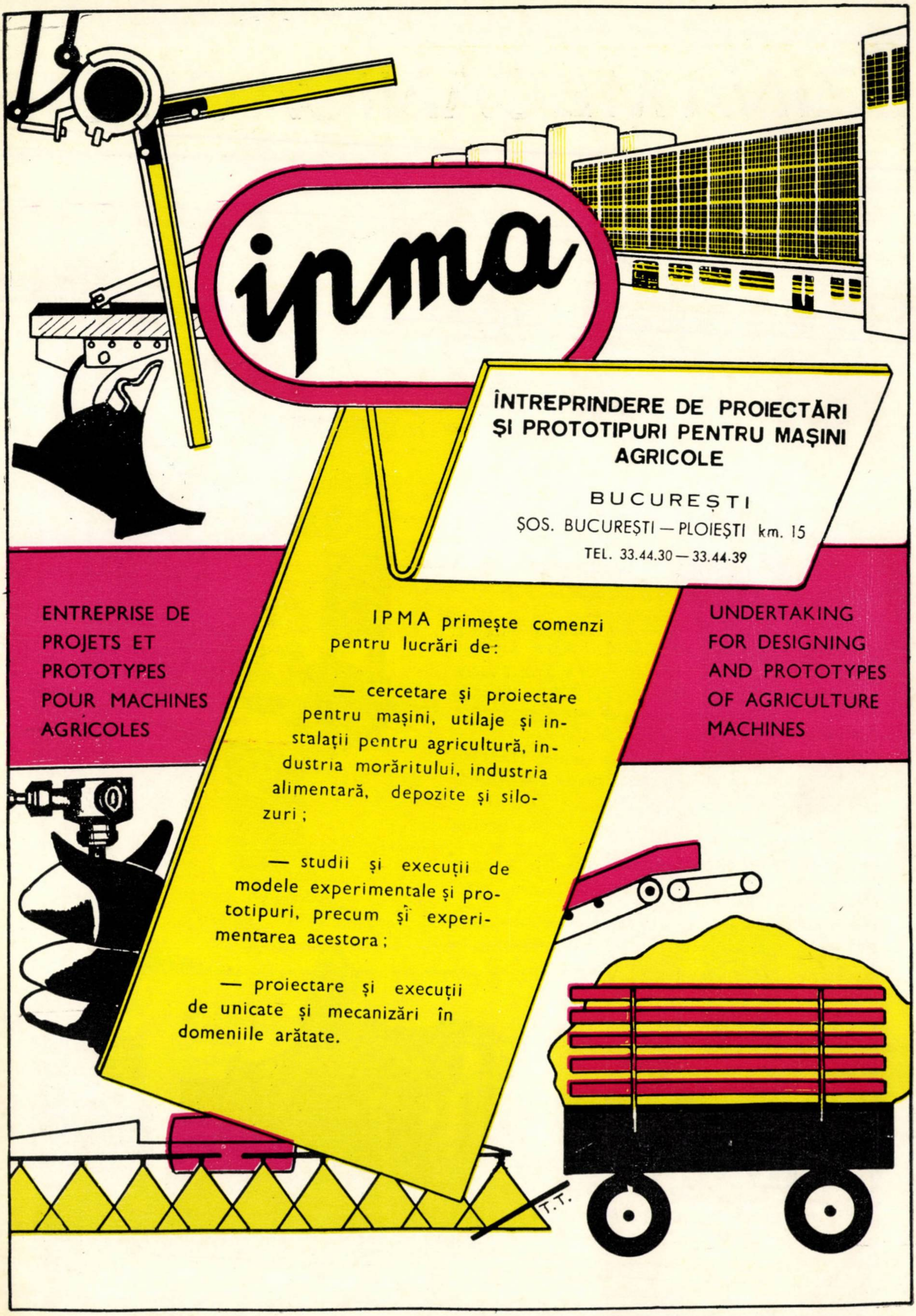


produce:

- Mașini de cusut: Ileana 67; Rodica; M.C.I.2.
- Mașini de frezat cu consolă: FU-1; FU-320; FU-400; FO-320; FO-400; FV-1; FV-320; FV-400
- Mașini de frezat dantură FD-320A; FD-500
- Mașini de mortezat dantură MD-500
- Mașini de rectificat plan RP-250
- Mașini universale de ascuțit scule UAS-200
- Mașini de ascuțit cuțite plane ACP-13,5; ACP-28
- Mașini de rectificat interior RI-80 (licența NOVARESE-Italia)
- Mașini de rectificat rotund universale RU-200
- Cuplaje și frîne electromagnetice (licența BINDER-MAGNETE R.F.G.)
- Ridicătoare hidraulice M-50



UMC
Cugir



ipma

ÎNTREPRINDERE DE PROIECTĂRI ȘI PROTOTIPURI PENTRU MAȘINI AGRICOLE

BUCUREȘTI
ȘOS. BUCUREȘTI — PLOIEȘTI km. 15
TEL. 33.44.30 — 33.44.39

ENTREPRISE DE PROJETS ET PROTOTYPES POUR MACHINES AGRICOLES

UNDERTAKING FOR DESIGNING AND PROTOTYPES OF AGRICULTURE MACHINES

IPMA primește comenzi pentru lucrări de:

— cercetare și proiectare pentru mașini, utilaje și instalații pentru agricultură, industria morăritului, industria alimentară, depozite și silozuri;

— studii și execuții de modele experimentale și prototipuri, precum și experimentarea acestora;

— proiectare și execuții de unicate și mecanizări în domeniile arătate.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, OCTOMBRIE 1968, Nr. 10

CUPRINS

BENCHE, V. și BENCHE, L. : **Studiul etanșeității hidraulice a elementului pompei de injecție prin modelare plană.** 573 c

ZGURĂ, GH. și ISPAS, C. : **Unele aspecte privind cauzele vibrațiilor la frezarea frontală.** 579

MINCIU, C. și MORARU, V. : **Contribuții la calculul organologic al cutiilor de viteze ale mașinilor-unelte.** 583

ABĂITĂNCEI, D. : **Cercetări privind rezistențele sistemului de admisiune al motorului SR–207.** 588

EPUREANU, AL. : **Ritmul de lucru economic al liniilor tehnologice în flux continuu.** 593 c

GHEORGHIU, N. și ANDREESCU, I. : **Considerații asupra calculului și alegerii barelor de torsiune de la cuplajele torsiometrice.** 597

PASCOVICI, M. : **Asupra efectului de pană termică la lagărele de alunecare.** 600

VASILIU, CH. și NEGUȚ, L. : **Asupra unor sisteme de agregare tractor-plug.** 604

COSMA, G., MINEA, S. și LESCENCO, G. : **Protecția anticorosivă prin zincare termică și vopsire.** 610 c

POPOVICI, V. și KALLEDER, A. : **Mecanizarea operațiilor de manipulare a scheletului metalic inferior al locomotivei Diesel electrice de 2 100 CP, în procesul de asamblare-sudare.** 617 c

VĂTĂȘAN, O. : **Imbunătățirea muncii de proiectare în construcția de mașini. Necesitatea editării unei colecții a standardelor de desen industrial însoțită de comentarii.** 622 c

CRONICĂ 626

BREVETE 627

DOCUMENTARE 629

RECENZII 636

REVISTA REVISTELOR 636

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili : prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE.

Membri : ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor : ing. ELIZA PETRESCU.

SUMAR

CZ 621.43.038.5–76

Benche, V. şi *Benche, L.* : **Studiul etanşeităţii hidraulice a elementului pompei de injecţie prin modelare plană.**

Se realizează un studiu asupra etanşeităţii hidraulice a unui element de pompă de injecţie bazat pe modelul plan respectiv, utilizîndu-se metode analitice şi experimentale corespunzătoare mişcărilor potenţiale plane.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 573–579

CZ 621.914.31–752

Zgură, Gh. şi *Ispas, C.* : **Unele aspecte privind cauzele vibraţiilor la frezarea frontală.**

Se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale privind factorii care întreţin mişcarea autooscilatorie în sistemul tehnologic maşină-piesă-sculă în cazul frezării frontale.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 579–583

CZ 621.91–585. 12–233.12

Minciu, C. şi *Moraru, V.* : **Contribuţii la calculul organologic al cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte.**

Se determină o serie de relaţii de calcul în scopul simplificării proiectării arborilor cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 583–587

CZ 621.434.013.2

Abăităncei, D. : **Cercetări privind rezistenţele sistemului de admisiune al motorului SR–207.**

Se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale privind variaţia pierderilor aerodinamice în sistemul de admisiune al motorului SR–207.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 588–592

CZ 621 :338.062.172

Epureanu, Al. : **Ritmul de lucru economic al liniilor tehnologice în flux continuu.**

Se stabileşte o relaţie de calcul pentru determinarea ritmului economic de lucru al liniilor tehnologice în flux continuu.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 593–596

CZ 621.825

Gheorghiu, N. şi *Andreescu, I.* : **Consideraţii asupra calculului şi alegerii barelor de torsiune de la cuplajele torsiometrice.**

Se prezintă principiul funcţional al cuplajelor de torsiune de tip Amsler, stabilindu-se elementele unui calcul raţional al barelor etalon, pentru o precizie şi un domeniu de măsurare determinate.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 597–599

CZ 621.822.5.004.64

Pascovici, M. : **Asupra efectului de pană termică la lagărele de alunecare.**

Se realizează o sinteză a cunoştinţelor asupra efectului de pană termică la lagărele de alunecare, completîndu-se unele relaţii de bază în sensul considerării transferului de căldură.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 600–603

CZ 629.114.2–883 :631.312.4.072.1

Vasiliu, Ch. şi *Neguţ, L.* : **Asupra unor sisteme de agregare tractor-plug.**

Se realizează o analiză a sistemelor de transfer de forţă existente, evidenţiindu-se necesitatea îmbunătăţirii sistemului folosit la tractorul U–650.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 604–610

CZ 669.586.5 : 667.637.27 : 620.197.1

Cosma, G., *Minea, S.* şi *Lescenco, G.* : **Protecţia anticorosivă prin zincare termică şi vopsire.**

Se evidenţiază rezultatele cercetărilor experimentale asupra eficienţei procedeelor de protecţie anticorosivă prin zincare termică şi vopsire.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 610–616

CZ 625.282–833.6.002.71

Popovici, V. şi *Kalleder, A.* : **Mecanizarea operaţiilor de manipulare a scheletului metalic inferior al locomotivei Diesel electrice de 2 100 CP, în procesul de asamblare-sudare.**

Se prezintă o instalaţie de manipulare a scheletului metalic inferior al locomotivei Diesel electrice de 2 100 CP, realizată de uzinele Electroputere–Craiova.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 617–622

CZ 621.001.13 : 744 : 338.04

Vătăşan, O. : **Îmbunătăţirea muncii de proiectare în construcţia de maşini. Necesitatea editării unei colecţii a standardelor de desen industrial însoţită de comentarii.**

Se trec în revistă o serie de erori ce apar în standardele de desen industrial, evidenţiind-se soluţiile de remediere.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 10, p. 622–625

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon : redactor şef 14.63.86 ; secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 15.11.05. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România – sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 5733.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.43.038.5–76

Бенке, В. и *Бенке, Л.:* **Изучение гидравлического уплотнения элементов насоса — форсунки путем плоского моделирования.**

Проведены работы по гидравлическому уплотнению элемента наноса — форсунки, основывающиеся на соответствующей плоской модели, применяя аналитические и экспериментальные методы потенциальных плоских движений.

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 573–579

ДК 621-914.31–752

Згура , Г. и *Испас, К.:* **Некоторые аспекты причин вибраций при торцевой фрезеровке.**

Приведены результаты экспериментальных исследований факторов, поддерживающих автоколебательное движение в технологической системе машина — деталь — инструмент, в случае торцевой фрезеровки.

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 579–583

ДК 621.91–585.12–233.12

Минчю, К. и *Морару, В.:* **К вопросу об органическом расчете коробок передач станков.**

Определяется ряд соотношений расчета с целью упрощения проектирования оси коробок передач станков.

Construcţia de Maşini 20 (1968) № 10, стр. 583-587

ДК 621.434.013.2

Абэйтэнчей, Д.: **Исследование сопротивления системы впуска на двигателе СР-207.**

Приведены результаты экспериментальных исследований вариации аэродинамических потерь в системе впуска на двигателе СР — 207.

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 588–592

ДК 621 :338.062.172

Епуряну, Ал.: **Экономичный темп работы непрерывнопоточных технологических линий.**

Устанавливается соотношение расчета для определения экономического темпа работы непрерывнопоточных технологических линий.

Construcţia de Maşini 20 (1968) №, 10, стр. 593–596

ДК 621.825

Георгиу, Н. и *Андреескy, И.:* **Соображения относительно расчета и выбора торсионных стержней на торсиометрических соединениях.**

Описывается функциональный принцип торсионных соединений типа Амслер, устанавливая элементы рационального расчета эталонного стержня, для точности и определенной области измерения.

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 597–599

ДК 621,822.5.004.64

Паскович, М.: **Об эффекте термической шпонки на подшипниках скольжения.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 600–603

ДК 629.114.2–883 : 631.312.4.072.1

Василиу, К. и *Негуц, Л.:* **О некоторых системах агрегирования трактор-плуг.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 604–610

ДК 669.586.5 : 667.637.27 : 620. 197.1

Косма, Г., Миня, С. и *Лесченко, Г.:* **Антикоррозийная защита путем термической оцинковки и крашения.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 610–616

ДК 625.282–833.6.002.71

Попович, В. и *Калледер, А.:* **Механизация операций при манипулировании нижнего металлического остова дизельного электровоза в 2 100 л.с., в процессе сборки — сварки.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) №. 10, стр. 617–622

ДК 621.001.13 :744 :338.04

Вэтэшан, О.: **Улучшение проектных работ в машиностроении. Необхдимость издать коллекцию стандартов промышленных чертежей с пояснениями.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), №. 10 стр. 622–625

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.43.038.5–76

Benche, V. und *Benche, L.* : **Studie der Wasserdichtigkeit des Einspritzpumpenelements durch ebene Modellierung.**

Die Verfasser untersuchen die Wasserdichtigkeit eines Elements der Einspritzpumpe auf Grund des entsprechenden Flachmodells. Zu diesem Zweck wurden analytische Methoden und Experimentalverfahren im Einklang mit den ebenen potentialen Bewegungen angewandt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 573–579

DK 621.914.31–752

Zgură, Gh. und *Ispas, C.* : **Einige Aspekte in bezug auf die Ursachen der Schwingungen beim Stirnfräsen.**

Es werden die Ergebnisse der Versuchsforschungen in bezug auf die Factoren dargelegt, die die Eigenschwingung im technologischen System Maschine—Werkstück—Werkzeug beim Stirnfräsen bewirken.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10,S. 579–583

DK 621.91–585.12–233.12

Minciu, C. und *Moraru, V.* : **Beiträge zur organologische Berechnung der Getriebekasten der Werkzeugmaschinen.**

Es werden eine Reihe von Berechnungsrelationen für die Vereinfachung des Entwurfs der Getriebekastenwellen der Werkzeugmaschinen aufgestellt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 583–587

DK 621.434.013.2

Abăităncei, D. : **Forschungen in bezug auf die Festigkeit des Einlassystems des Motors SR—207.**

Der Verfasser beschreibt die Ergebnisse der Versuchsforschungen im Zusammenhang mit den schwankenden aerodynamischen Verluste im Einlassystem des Motors SR—207.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10,S. 588–592

DK 621 :338.062.172

Epureanu, Al. : **Wirtschaftliches Arbeitstempo der Fertigungsstrecken in kontinuierlichem Fluss.**

Es wird eine Berechnungsrelation für die Ermittlung des wirtschaftlichen Arbeitstempos der Fertigungsstrecken mit kontinuierlichem Fluss dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 10, S. 593–596

DK 621.825

Gheorghiu, N. und *Andreescu, I.* : **Erwägungen in bezug auf die Berechnung und Auswahl der Federstäbe an den torsiometrischen Kupplungen.**

Es wird das Betriebsprinzip der Torsionskupplung Typ Amsler dargelegt und die Elemente einer rationellen Berechnung der Federstäbe für eine gegebene Präzision und einen bestimmten Messbereich festgelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 597–599

DK 621.822.5.004.64

Pascovici, M. : **Über den Effekt des Heisslaufens an den Gleitlagern.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 600–603

DK 629.114.2–883 : 631.312.4.072.1

Vasiliu, Ch. und *Neguţ, L.* : **Über einige Aggregatsysteme Traktor—Pflug.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 604–610

DK 669.586.5. : 667.637.27 :620.197.1

Cosma, G., Minea, S. und *Lescenco, G.* : **Korrosionsschutz durch Wärmverzinken und Streichen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 610–616

DK 625.282–833.6.002.71

Popovici, V. und *Kalleder, A.* : **Mechanisierung der Handhabung des metallischen Untergestells der dieselelektrischen Lokomotiven von 2 100 PS während der Zusammensetzung und Verschweissung.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 617–622

DK 621.001.13 : 744 :338.04

Vătăşan, O. : **Verbesserung der Entwurfstätigkeit im Maschinenbau. Notwendigkeit der Herausgabe einer Sammlung der Standarts für Industriezeichnungen mit Begleitkommentaren.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H.10, S. 622–625

CONTENTS

DC 621.43.038.5–76

Benche, V. and *Benche, L.* : **Studying the hydraulic tightness of the element of injection pumps by plane modelling.**

A study concerning the hydraulic tightness of an injection pump element based on the respective plane model has been carried out by means of analytical and experimental methods corresponding to the potential plane movements.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 573–579

DC 621.914.31–752

Zgură, Gh. and *Ispas, C.* : **Some aspects concerning the causes of vibrations in frontal milling.**

The results are given of experimental researches concerning the factors which maintain the self-oscillatory movement in the technological system machine-part-tool in the case of frontal milling.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 579–583

DC 621.91–585.12–233.12

Minciu, C. and *Moraru, V.* : **Contributions to the organologic calculus of machine tool gearboxes.**

A series of calculus relations are determined in order to simplify the designing of gearbox shafts of machine tools.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 583–587

DC 621.434.013.2

Abăităncei, D. : **Researches concerning the resistances of the admission system of SR–207 motors.**

The results are given of experimental research concerning the variation of aerodynamic losses in the admission system of SR–207 motors.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 588–592

DC 621 :338.062.172

Epureanu, Al. : **The economic working rate of continuous-flow technological lines.**

A calculus relation has been established for the determination of the economic working rate of continuous-flow technological lines.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 593–596

DC 621.825

Gheorghiu, N. and *Andreescu, I.* : **Some considerations concerning the choice of torsion bars from torsiometric couplings.**

The functional principle of torsion couplings of the Amsler-type is presented and the elements of a rational calculus of standard bars for a determined precision and measuring field are established.

Construcția de Mașini 20 (1968) nr. 10, p. 597–599

DC 621.822.5.004.64

Pascovici, M. : **Concerning the thermal wedge effect in slide bearings.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 600–603

DC 629.114.2–883 :631.312.4.072.1

Vasiliu, Ch. and *Neguț, L.* : **Concerning some tractor-plough coupling systems.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 604–610

DC 669.586.5 :667.637.27 :620.197.1

Cosma, G., *Minea, S.* and *Lescenco, G* : **The anticorrosive protection by thermic zinc coating and painting.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 610–616

DC 625.282–833.6.002.71

Popovici, V. and *Kalleder, A.* : **The mechanization of the handling operations of the lower metallic frame of the 2 100 HP Diesel electric locomotives in the assembling-welding process.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 617–622

DC 621.001.13 : 744 :338.04

Vătășan, O. : **The improvement of designing activities in mechanical engineering. The necessity of publishing a collection of industrial drawing standards with annotated text.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 10, p. 622–625

SOMMAIRE

CD 621.43.038.5–76

Benche, V. et *Benche, L.* : **L'étude de l'étanchéité hydraulique de l'élément de la pompe d'injection par le modelage plan.**

Il s'agit d'une étude portant sur l'étanchéité hydraulique de l'élément de la pompe d'injection, basée sur le modèle plan respectif. On a fait usage des méthodes analytiques et expérimentales qui se rapportent aux mouvements potentiels plans.

Construcția de Mașini 20 (1968), no.10, p. 573–579

CD 621.914.31–752

Zgură, Gh. et *Ispas, C.* : **Quelques aspects concernant les causes des vibrations produites lors du fraisage frontal.**

On donne les résultats des recherches expérimentales concernant les facteurs qui entretiennent le mouvement auto-oscillatoire dans le système technologique machine-pièce-outil dans le cas du fraisage frontal .

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 579–583

CD 621.91–585.12–233.12

Minciu, C. et *Moraru, V.* : **Contributions au calcul organologique des boîtes de vitesses des machines-outils.**

On précise une série de relations de calcul dans le but de simplifier l'établissement du projet des arbres des boîtes de vitesses des machines-outils.

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 583–537

CD 621.434.013.2

Abăităncei, D. : **Recherches sur les résistances du système d'admission du moteur SR–207.**

On présente les résultats des recherches concernant la variation des pertes aérodynamiques dans le système d'admission du moteur SR–207.

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 588–592

CD 621 :338.062.172

Epureanu, Al. : **Le rythme économique de travail pour les lignes technologiques de travail à la chaîne.**

On établit une relation de calcul pour déterminer le rythme économique de travail appliqué aux lignes technologiques de travail à la chaîne.

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 593–596

CD 621.825

Gheorghiu, N. et *Andreescu, I.* : **Considérations sur le calcul et le choix des barres de torsion des accouplements torsiométriques.**

On expose le principe fondamental des accouplements de torsion de type Amsler, en établissant les éléments d'un calcul rationnel des barres-étalon, pour une précision et un domaine de mesurage déterminés.

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 597–599

CD 621.822.5.004.64

Pascovici, M. : **Sur l'effet ,,thermal wedge'' dans les paliers à glissement.**

Construcția de Mașini 20 (1968), no.10, p. 600–603

CD 629.114.2–883 : 631.312.4.072.1

Vasiliu, Ch. et *Neguț, L.* : **Sur quelques systèmes de réalisation d'un agrégat tracteur-charrue.**

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 604–610

CD 669.586.5 : 667.637.27 : 620.197.1

Cosma, G., *Minea, S.* et *Lescenco, G.* : **La protection anticorrosive par zincage thermique et par peinture.**

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 610–616

CD 625.282–833.6.002.71

Popovici, V. et *Kalleder, A.* : **La mécanisation des opérations de manipulation du squelette métallique inférieur de la locomotive électrique Diesel de 2 100 CV, dans le processus d'assemblage-soudage.**

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 617–622

CD 621.001.13 :744 :338.04

Vătășan, O. : **L'amélioration du travail d'établissement des projets dans la construction mécanique. La nécessité d'éditer une collection des standards de dessin industriel pourvue de commentaires.**

Construcția de Mașini 20 (1968), no. 10, p. 622–625

CZ 621.43.038.5-76

Studiul etanşeităţii hidraulice a elementului pompei de injecţie prin modelare plană

Victor BENCHE şi Lidia BENCHE

Elementul pompei de injecţie este ansamblul cel mai solicitat din întregul sistem de injecţie, de funcţionarea lui corectă depinzînd, în mare măsură, desfăşurarea în bune condiţii a procesului de ardere în motorul cu aprindere prin comprimare.

Pentru a obţine bune caracteristici de pulverizare ale jetului de combustibil pompa trebuie să asigure presiuni ridicate, ceea ce conduce la apariţia unor probleme deosebite privind precizia execuţiei, stabilitatea dimensională şi etanşarea sistemului cilindru-piston.

Etanşarea pistonului pompei în cilindru se realizează prin reducerea jocurilor la valori foarte mici, realizate prin rodaj, de ordinul a 1,5—3 μm, iar pentru ca scăpările să fie cît mai mici, pistonul se face lung în raport cu diametrul său. De asemenea, gruparea elementelor asamblate se face în funcţie de rezultatul probei de etanşeitate, pe una şi aceeaşi pompă de injecţie montîndu-se numai elementele din aceeaşi grupă.

Prin jocul dintre piston şi cilindru, la creşterea presiunii în sistemul de injecţie au loc scăpări de combustibil a căror mărime este de 0,5—2 % din cantitatea de combustibil injectat în regimul nominal de funcţionare. La sarcini mici, aceste scăpări reprezintă o fracţiune importantă faţă de cantitatea de combustibil injectat. Ele au ca efect micşorarea cursei utile a pistonului şi trebuie compensate printr-un volum suplimentar generat de către piston, căruia îi corespunde o deplasare suplimentară ΔS.

Problemele construcţiei şi exploatării elementului pompei de injecţie se rezolvă de obicei pe baza datelor experimentale, avînd în general un caracter empiric.

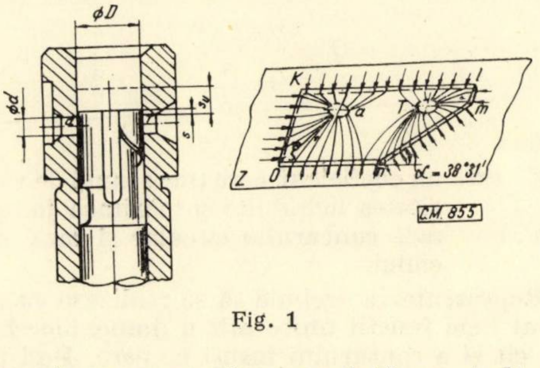


Fig. 1

În cele ce urmează se prezintă un studiu al etanşării hidraulice a unui element cu piston-sertar cu muchie profilată elicoidală în jos (începutul injecţiei fix, sfîrşitul injecţiei variabil), bazat pe modelul său plan (fig. 1).

Debitul de combustibil scăpat prin jocul dintre piston şi bucşă (cilindru) poate fi exprimat prin suma :

$$Q_S = Q_L + Q, \qquad (1)$$

unde :

Q_L este debitul scăpat prin jocul dintre bucşă şi partea cilindrică a pistonului (partea de etanşare) ;

Q — debitul scăpat prin jocul dintre bucşă şi partea de tip sertăraş a pistonului spre orificiile din bucşă (combustibilul pătrunde în acest joc din spaţiul de deasupra pistonului, de dedesubtul muchiei elicoidale şi din canalul circular).

Scăpările de combustibil prin jocul dintre bucşă şi corpul cilindric al pistonului, în cazul regimului laminar, pot fi determinate astfel pentru situaţia echilibrării radiale perfecte a pistonului :

$$Q_{L_1} = \frac{\pi D p \delta^3}{12\,\eta L} = \frac{\pi D}{12\,L}\cdot A. \qquad (2)$$

În cazul dispunerii excentrice a pistonului în alezajul corpului elementului (în cazul excentricităţii maxime), scăpările sînt :

$$Q_{L_2} = \frac{2{,}5\,\pi D p \Delta r^3}{12\,\eta L}, \qquad (3)$$

în care :

D este diametrul nominal al ajustajului piston-bucşă ;
p — suprapresiunea combustibilului ;
δ — jocul diametral ;
Δr — jocul radial (unilateral) ;
η — viscozitatea dinamică a combustibilului ;
L — lăţimea axială a jocului ;
$A = \frac{p\delta^3}{\eta}$ — coeficientul de etanşare hidraulică.

Determinarea scăpărilor de combustibil prin jocul dintre bucşă şi partea de tip sertăraş a pistonului constituie o problemă complexă, trebuind să se ţină seamă de forma specială a pistonului sertar, de poziţia sa relativă faţă de orificiile din bucşa elementului etc. Debitul Q depăşeşte apreciabil pe Q_L, el determinînd calitatea lucrului elementului ; de aceea trebuie calculat cu mare precizie.

Pentru a obţine o imagine asupra mişcării combustibilului prin jocul dintre pistonul-sertar şi bucşa elementului se desfăşoară suprafaţa cilindrică a pistonului-sertar şi a bucşei pe un plan orizontal şi se consideră curgerea ca avînd loc între două plăci paralele foarte apropiate.

Pentru un raport obişnuit $\frac{D}{\delta} = 1\,000 \ldots$ 10 000 influenţa curburii este insensibilă, iar modelarea plană a mişcării este justificată.

Condiţiile rezolvării problemei au următorul aspect (fig. 1) : lichidul vîscos pătrunde cu presiune ridicată între suprafeţele plane ζ şi z după conturul complex *klmno*, scurgîndu-se prin orificiile a şi r din planul z.

Vitezele fiind mici, iar distanţa dintre plane foarte mică, curgerea se face în condiţiile predominării forţelor de frecare (curgere laminară cu distribuţia parabolică a vitezei).

Valoarea medie a vitezei se poate lua proporţională cu gradientul de presiune :

$$\overline{V} = -k \frac{\partial p}{\partial n} = -k \operatorname{grd} p. \qquad (4)$$

Combinînd această relaţie cu ecuaţia continuităţii pentru fluidul incompresibil în mişcare permanentă :

$$\operatorname{div} \overline{V} = 0, \qquad (5)$$

se obţine :

$$\Delta p = 0, \qquad (6)$$

care este analogă cu ecuaţia lui Laplace, caracteristică pentru curgerea potenţială plană. Presiunea satisface, prin urmare, aceeaşi relaţie ca şi potenţialul de viteză şi de aceea curgerea este potenţială, iar presiunea este continuă şi bine definită. Prin urmare, în cazul considerat apare o mişcare plană a lichidului spre două orificii, posedînd un potenţial constant stabilit după un contur complex (*klmno*, fig. 1).

Datorită analogiei cu potenţialul de viteză al curgerilor fără frecare interioară, liniile de curent ale acestei curgeri cu potenţialul continuu şi bine definit se pot reproduce printr-o experienţă de curgere în care predomină frecarea interioară, după metoda experimentală Helle—Shaw (model de mişcare care admite un cîmp potenţial de viteze, lichidul fiind animat de o mişcare laminară între doi pereţi transparenţi foarte apropiaţi).

În acest scop, autorul a construit o instalaţie (fig. 2) în care, pe baza unui model plan transparent, s-au putut vizualiza liniile de curent, cu ajutorul unui număr suficient de mare de injectoare fine din care iese un lichid colorat (permanganat de potasiu).

Modelul plan al pistonului-sertar *10*, confecţionat din plexiglas la scară geometrică (10 :1), se poate aşeza în diverse poziţii faţă de orificiile din placa transparentă (plexiglas) *9*, corespunzător unghiului său de rotire şi poziţiei relative din bucşa elementului.

În figura 10 sînt arătate fotografii făcute cu ajutorul acestei instalaţii (fig. 10, $a - d =$ $=2{,}5$ mm ; fig. 10, $b - d = 2$ mm ; fig. 10, $c - d =$ $= 3$ mm).

Pentru definirea analitică a mişcării s-au încercat mai multe metode bazate în special pe principiul reprezentării conforme şi pe proprietăţile funcţiilor analitice de o variabilă complexă.

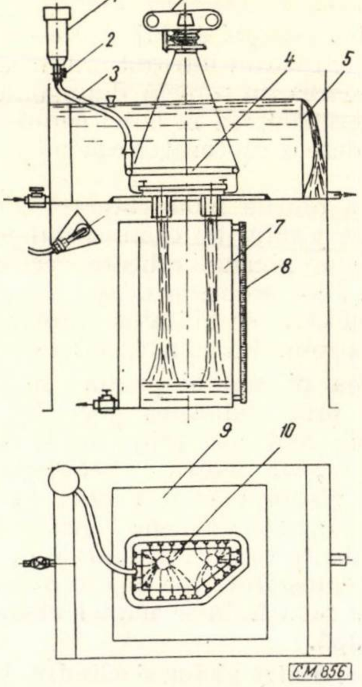


Fig. 2

De exemplu, s-a încercat să se utilizeze teorema lui Riemann (dat fiind un domeniu simplu-conex în planul ζ, avînd ca frontiere exterioare un contur C, domeniul se poate reprezenta conform pe domeniul din planul z, avînd ca frontiere exterioare un cerc k).

Dacă se poate transforma conturul *klmno* într-un cerc din planul z, atunci pentru debitul care se scurge printr-un orificiu se poate utiliza soluţia cunoscută în acest caz (sursa plană negativă) :

$$Q = \frac{2\pi C p}{\ln \frac{R}{r}}, \qquad (7)$$

unde :

C este un coeficient care ţine seamă de viscozitatea lichidului şi mărimea jocului ;
R, r — raza conturului circular şi raza orificiului.

Reprezentarea trebuie să se realizeze cu ajutorul unei funcţii unice atît a domeniilor între ele cît şi a conturului însuşi pe cerc. Deşi problema este principial rezolvată, pentru găsirea funcţiei de reprezentare nu există o metodă generală practică. Metoda este exactă numai în măsura în care condiţiile la limită se pot exprima prin relaţii matematice exacte. Limitele fluidului în mişcare sînt conturate însă de forme geometrice care nu pot fi exprimate printr-o funcţie simplă.

S-a propus aproximarea conturului *klmno* printr-un dreptunghi sau printr-o elipsă a căror reprezentare pe un cerc se poate realiza cu ajutorul funcţiilor eliptice.

Compararea conturului pistonului-sertar desfăşurat cu figurile menţionate mai sus arată însă o abatere destul de mare, iar formula (7) este foarte aproximativă.

S-a încercat metoda de reprezentare a contururilor poligonale Schwartz—Christoffel care consideră util a reprezenta pe un semiplan z aria închisă într-un contur poligonal din planul ζ (reducînd prin aceasta un caz complicat de mişcare la un caz mai simplu) folosind funcţia de transformare :

$$\zeta = C\int_{z_0}^{z} (z_1 - z)^{-\frac{\alpha_1}{\pi}} (z_2 - z)^{-\frac{\alpha_2}{\pi}} (z_3 - z)^{-\frac{\alpha_3}{\pi}} \ldots$$

$$\ldots (z_n - z)^{-\frac{\alpha_n}{\pi}}\, dz, \qquad (8)$$

în care :

$z_1, z_2, \ldots z_n$ sînt constante reale în număr egal cu numărul laturilor poligonului din planul ζ şi aşezate în ordinea $z_1 < z_2 < \ldots\ldots z_n$;

$\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_n$ — unghiurile exterioare formate de cîte două laturi consecutive ale poligonului.

Constantele de integrare se determină prin condiţiile de corespondenţă.

Soluţia care se obţine prin această metodă nu este satisfăcătoare, debitul de combustibil rezultînd independent de poziţia orificiului faţă de conturul desfăşurării pistonului-sertar — fapt infirmat de către experienţă.

O imagine mai apropiată de realitate a mişcării s-a obţinut pornind de la următoarele considerente :

— într-o primă aproximaţie se asimilează curgerea printr-un orificiu din bucşa elementului unei mişcări datorită a două izvoare egale şi de sensuri contrarii (fig. 3) ; în *a*, respectiv *r*, cel negativ, iar la o distanţă egală *h* de conturul în linie dreaptă al alimentării *kl*, respectiv *mn*, cel pozitiv *a'*, respectiv *r'*. ;

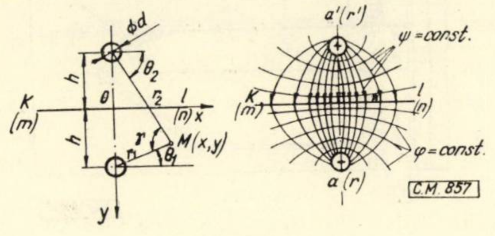


Fig. 3

— se ia în considerare numai curentul din partea cea mai apropiată de orificiu a conturului de alimentare ; lungimea liniilor drepte ale alimentării (*kl*, respectiv *mn*) se consideră infinită ; se face abstracţie de influenţa celorlalte laturi ale conturului (*lm*, *no*, *ok*) ;

— se apreciază că interacţiunea curenţilor celor două orificii este neînsemnată.

Potenţialul complex al mişcării este :

$$f(z) = \frac{Q}{2\pi} \ln \frac{z-a}{z+a} = \frac{Q}{2\pi} \ln \frac{r_1 \cdot e^{i\theta_1}}{r_2 \cdot e^{i\theta_2}} =$$

$$= \frac{Q}{2\pi}\left[\ln \frac{r_1}{r_2} + i(\theta_1 - \theta_2)\right]. \qquad (9)$$

Funcţia de curent este :

$$\psi = \frac{Q}{2\pi}(\theta_1 - \theta_2), \qquad (10)$$

iar funcţia de potenţial :

$$\varphi = \frac{Q}{2\pi} \ln \frac{\sqrt{x^2 + (h-y)^2}}{\sqrt{x^2 + (h+y)^2}} + C. \qquad (11)$$

Construcţia spectrului mişcării se poate face dînd lui φ şi ψ diferite valori constante, diferind între ele prin aceeaşi diferenţă $\Delta\varphi = \Delta\psi$. Liniile echipotenţiale şi liniile de curent au ecuaţiile respective :

$$\frac{r_1}{r_2} = \mu = \text{const. şi } \theta_1 - \theta_2 = \gamma = \text{const.}$$

Liniile de curent sînt cercurile care trec prin *a'*, *a* respectiv *r'* şi *r*, care sînt locurile geometrice din care se vede segmentul $2h$ sub un unghi constant γ.

Liniile echipotenţiale se obţin exprimînd raportul $\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 = \mu^2$:

$$x^2 + (h-y)^2 = \mu^2 \; [x^2 + (h+y)^2],$$

de unde :

$$x^2 + y^2 + 2h\frac{\mu^2+1}{\mu^2-1}\, y + h^2 = 0.$$

Acestea sînt cercurile lui Apollonius ($\mu < 1$), centrele lor aflîndu-se pe axa Oy, în punctele date de :

$$y_0 = h\,\frac{\mu^2+1}{\mu^2-1},$$

iar raza este :

$$\rho^2 = y_0^2 - h^2.$$

Viteza complexă are expresia :

$$\overline{W} = \frac{\partial f}{\partial z} = \frac{Q}{2\pi}\left(\frac{1}{z-h} - \frac{1}{z+h}\right) =$$

$$= \frac{Q \cdot h}{\pi\,(z^2 - h^2)} = \frac{Q \cdot h}{\pi\, r_1\, r_2} e^{-i(\theta_1 + \theta_2)}.$$

Mărimea absolută a vitezei este deci:

$$|V| = \frac{Qh}{\pi \cdot r_1 \cdot r_2}.$$

Liniile echipotenţiale (cercurile lui Apollonius) au ca axă radicală comună însăşi axa Ox, pe care se găseşte conturul în linie dreaptă al alimentării, ceea ce corespunde condiţiei puse: linia kl, respectiv mn, este izobară şi echipotenţială.

Punînd condiţia:

$$\varphi = k.p_x, \tag{12}$$

se obţine:

$$p_x = \frac{\varphi}{k} = \frac{Q}{2\pi k} \cdot \ln \sqrt{\frac{x^2 + (h-y)^2}{x^2 + (h+y)^2}} + C', \tag{13}$$

unde:

p_x este presiunea mediului lichid;

k — un coeficient de proporţionalitate.

Pentru determinarea constantei C' se pune condiţia ca pentru punctul $x = 0$ şi $y = 0$, $p_x = p$. Se obţine $C' = p$.

Pentru determinarea debitului orificiului, se pune în ecuaţia (13) condiţia:

$$x = 0;\ y = h - \frac{d}{2};\ p_x = 0.$$

Se obţine:

$$p = \frac{Q}{2\pi \cdot k} \cdot \ln \frac{2h - \frac{d}{2}}{\frac{d}{2}},\quad Q = \frac{2\pi \cdot k \,.\, p}{\ln\left(\frac{4h}{d} - 1\right)}. \tag{14}$$

Comparînd (14) cu (1) se pune condiţia:

$$k = \frac{\delta^3}{12\,\eta}, \tag{15}$$

şi:

$$Q = \frac{\pi \cdot p \cdot \delta^3}{6\eta \cdot ln\left(\frac{4h}{d} - 1\right)} = \frac{\pi \cdot A}{6 \ln\left(\frac{4h}{d} - 1\right)}. \tag{16}$$

Pentru orificiul de admisie:

$$h = s + \frac{d}{2} \quad \text{şi} \quad Q_a = \frac{\pi A}{6 \ln\left(\frac{4s}{d} + 1\right)}. \tag{17}$$

Pentru orificiul de refulare:

$$h = (s_u - s) \cdot \cos\alpha + \frac{d}{2} \quad \text{şi}$$

$$Q_r = \frac{\pi A}{6 \ln\left[\frac{4(s_u - s)\cos\alpha}{d} + 1\right]}. \tag{18}$$

În expresiile de mai sus s-au făcut notaţiile:

s — distanţa de la capul pistonului pînă la punctul superior al orificiului din bucşa elementului, pentru o poziţie dată a pistonului (cursa pistonului);

s_u — cursa utilă a pistonului (începe în momentul în care pistonul pompei a închis orificiul de alimentare şi durează pînă în momentul în care rampa elicoidală a pistonului-sertar deschide orificiul de descărcare către rezervor);

d — diametrul orificiului din bucşa elementului;

α — unghiul de pantă al muchiei elicoidale.

Pe baza formulelor aproximative (17) şi (18) s-au trasat curbele de debit $\frac{Q}{A}(s)$ (scăpările prin jocul dintre piston şi bucşă) pentru elementul P 24—15—1 al pompei de injecţie U24FS4—8× 10 care echipează motorul tractorului U—650 (figurile 7, 8 şi 9, curbele cu linie întreruptă), pentru $d = 2{,}5$ mm, $d = 2$ mm şi $d = 3$ mm.

Pentru a obţine o imagine mai exactă a mişcării combustibilului prin jocul dintre pistonul-sertar şi bucşă şi pentru a corecta formulele (17), (18) prin considerarea participării tuturor liniilor conturului de alimentare şi a interacţiunii reciproce a curenţilor spre orificiile din bucşa elementului, s-a utilizat o metodă experimentală bazată pe analogia electrohidrodinamică.

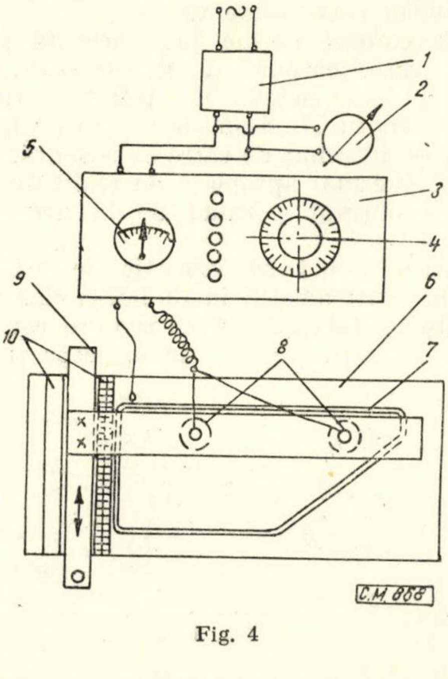


Fig. 4

Aparatul construit în acest scop (fig. 4) modelează în plan printr-un conductor din aluminiu conturul desfăşurării pistonului-sertar 7 şi prin două miezuri de aluminiu 8, orificiile bucşei (la scara 10:1). În cuva formată de conturul lipit pe o placă de sticlă s-a introdus un electrolit (apă curată şi apă sărată în diverse concentraţii) într-un strat gros de 5 mm. Un cursor *9*, două şine de ghidare *10* şi o riglă gradată permit fixarea rapidă şi precisă a poziţiei orificiilor (miezurilor) faţă de conturul *7*.

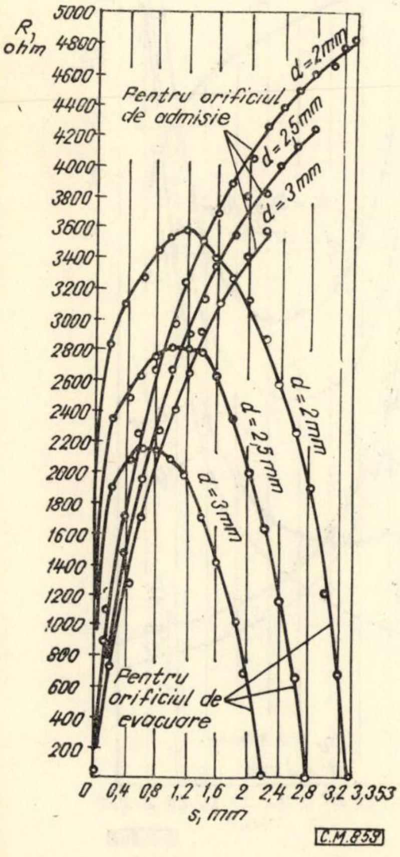


Fig. 5

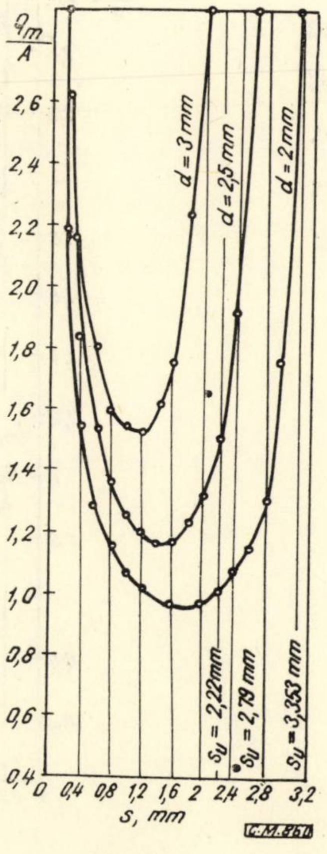


Fig. 6

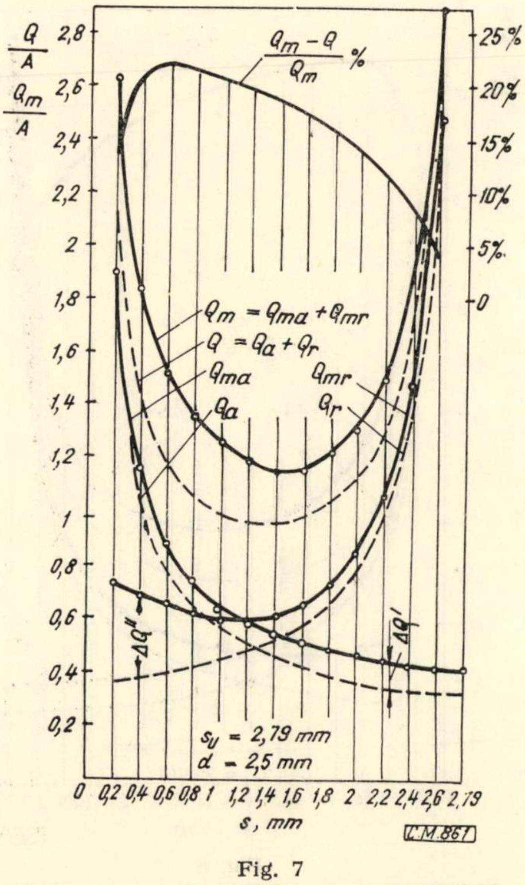


Fig. 7

S-a stabilit un circuit care uneşte conturul cu miezurile prin electrolit, alimentat de un redresor cu 6 volţi. Cu ajutorul unui potenţiometru *3* şi al unui galvanometru de zero *5*, s-a măsurat rezistenţa conductorului lichid dintre rama *7* şi miezurile *8*, pentru diverse poziţii ale acestora (fig. 5).

Aparatul din figura 4, construit pe baza analogiei electrohidrodinamice, permite obţinerea spectrului mişcării prin trasarea reţelei potenţiale cu mult mai exact decît simpla apreciere vizuală.

Pe baza curbelor experimentale din figura 5, s-a obţinut pentru modelul plan al elementului P24—15—1 (scara 10 :1), formula :

$$Q_m = \frac{1\ 700\ A}{R}, \qquad (19)$$

unde :

Q_m este debitul după datele modelării electrohidrodinamice ;

R — rezistenţa conductorului lichid dintre ramă şi miez, ohmi.

Coeficientul de etanşare hidraulică $A = \frac{p \cdot \delta^3}{\eta}$ poate fi calculat luînd $p = 1{,}5$ kgf/mm², $\eta = 4{,}9 \cdot 10^{-10}$ kgf·s/mm², $(\sim 1{,}9\ ^\circ E_{15-20})$, $\delta = 1{,}5 \ldots 3\ \mu$m.

Pe baza formulei (19) s-au trasat curbele debitului adimensional $\frac{Q_m}{A}$ (s) pentru trei valori ale diametrului orificiilor din bucşa elementului (fig. 6, 7, 8 şi 9).

Comparînd curbele de debit obţinute prin modelare cu cele ce rezultă prin utilizarea formulelor (17) şi (18) se constată că acţiunea liniilor conturului de alimentare, de care în formulele (17) şi (18) s-a făcut abstracţie, se manifestă printr-o suplimentare a debitului cu o mărime ΔQ care poate fi pusă sub forma :

$$\Delta Q = \Delta Q' + \Delta Q'',$$

unde :

$$\Delta Q' = Q_{m \cdot a} - Q_a \text{ şi } \Delta Q'' = Q_{mr} - Q_r \ .$$

Pentru elementul P24—15—1 s-a obţinut $\Delta Q' = 0{,}096$ $A \approx$ const. Mărimea $\Delta Q'' > \Delta Q'$ variază cu cursa pistonului, avînd valori mari pentru curse mici.

În figurile 7, 8 şi 9 s-a trasat şi curba $\frac{Q_m - Q}{Q_m}$ (s), %, care arată abaterile rezultatelor obţinute cu formulele (17), (18) faţă de cele obţinute prin modelare.

Încercările făcute pe instalaţiile din figurile 2 şi 4 au condus la concluzia că influenţa interacţiunii curenţilor îndreptaţi spre cele două orificii din bucşă asupra debitului de lichid este insensibilă.

Pentru determinarea influenţei diametrului orificiilor din bucşa elementului asupra scăpărilor de combustibil, s-au modelat şi orificii avînd diametrul de 2 mm şi 3 mm în loc de 2,5 mm existent.

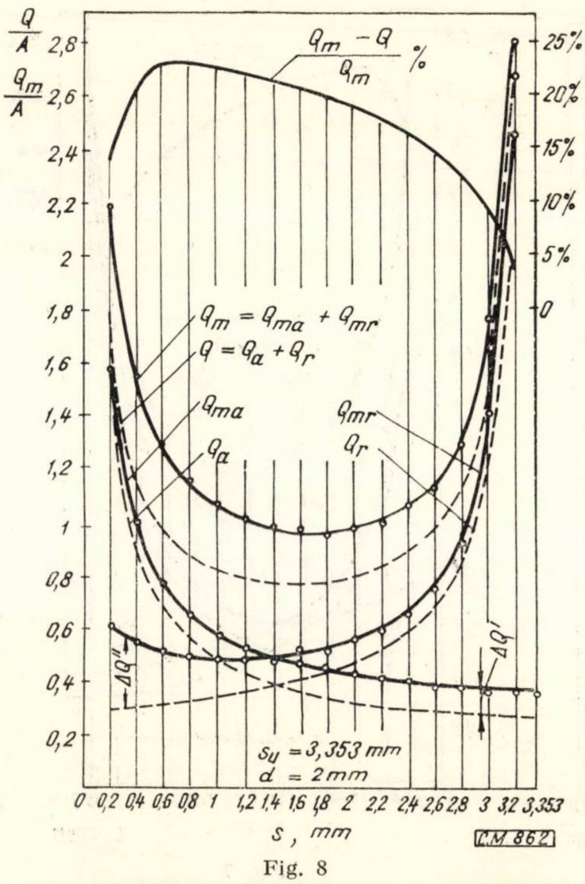


Fig. 8

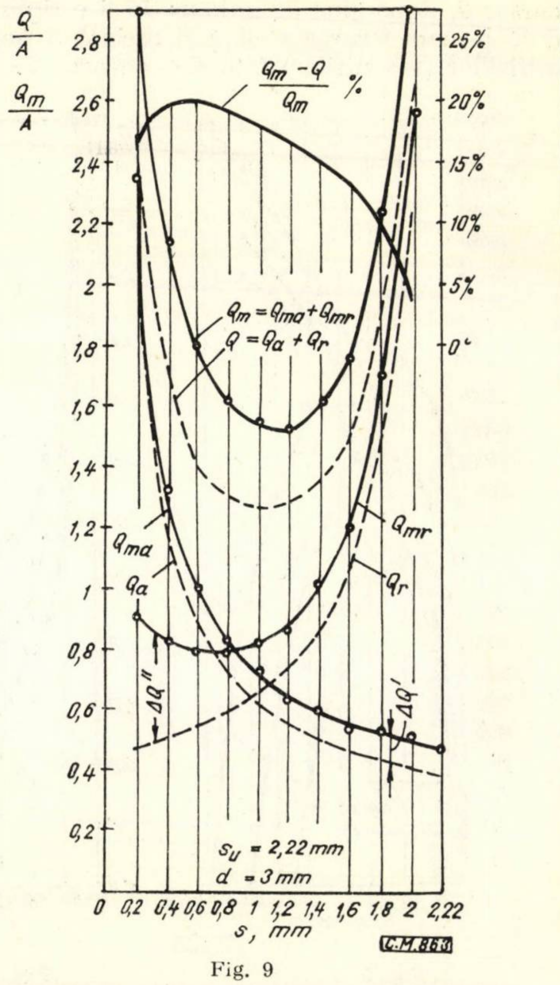


Fig. 9

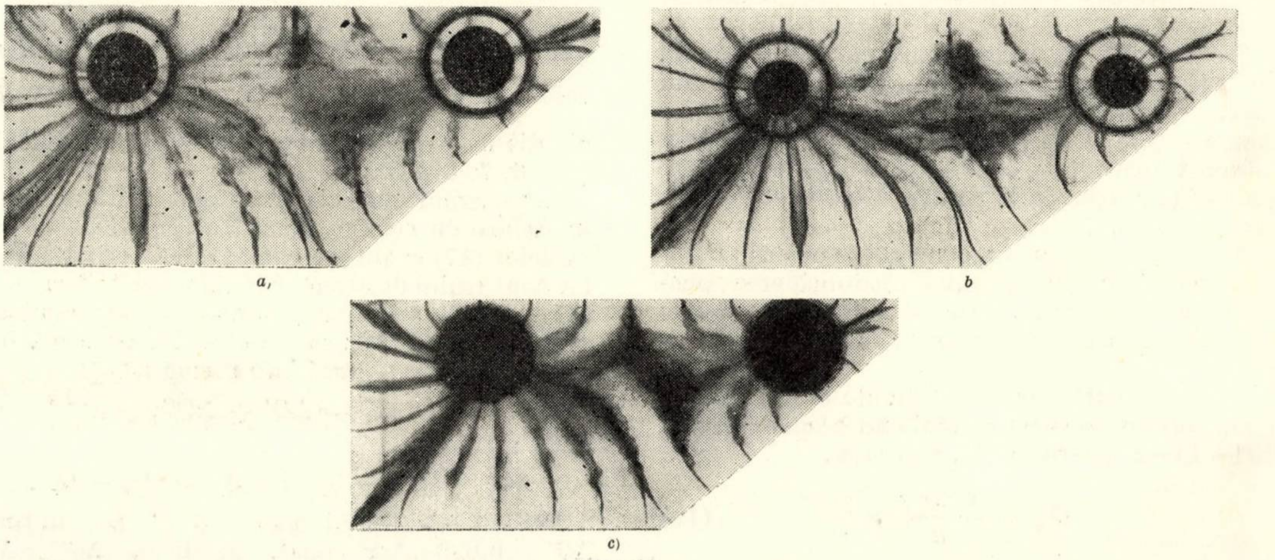

a) b) c)

Fig. 10

Rezultatele experimentărilor arată că diametrul orificiilor influenţează apreciabil asupra mărimii debitului, iar variaţia debitului cu modificarea diametrului orificiilor nu este aceeaşi pentru diferite mărimi ale cursei utile s_u. Astfel, dacă pentru cursa activă $s = 1,43$ mm (corespunzător pentru 64,5 cm^3 motorină/min la fiecare element al pompei de injecţie U24FS4–8x10, la 900 impulsuri/min) creşterea diametrului orificiilor de la 2,5 mm ($s_u = 2,79$ mm) la 3 mm ($s_u = 2,22$ mm) conduce la creşterea debitului cu 40%, micşorarea diametrului la 2 mm ($s_u = 3,353$ mm) coboară debitul cu 15%.

Cercetările făcute arată că utilizarea modelării plane permite aplicarea unor metode analitice sau experimentale (Helle — Shaw, analogii electrohidrodinamice etc.) pentru studiul problemelor legate de etanşarea hidraulică a ansamblului injectorului, dînd posibilitatea obţinerii datelor necesare pentru aprecierea influenţei parametrilor geometrici ai pistonului-sertar, dimensiunilor şi dispunerii orificiilor din bucşă etc.

Cele expuse mai sus sînt valabile în ipoteza respectării în limite foarte strînse a formei geometrice a cilindrului şi pistonului elementului şi deci a unui joc radial uniform.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gurevici, D. F.* O teorii ghidravliceskoi plotnosti plunjernîh par. In : Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennosti, nr. 7, 1957.

[2] *Voronţov, J. N.* şi *Kruk, S. A.* Zavisimostı ghidravliceskoi plotnostiot zazora mejdu plunjerom i vtulkoi. În : Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 1, 1960.

[3] *Cristea Mateescu.* Hidraulica. Cap. VII Mişcări potenţiale. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1961.

CZ 621.914.31–752

Unele aspecte privind cauzele vibraţiilor la frezarea frontală

Gheorghe ZGURĂ şi Constantin ISPAS

În vederea analizării cauzelor vibraţiilor la prelucrarea prin aşchiere este foarte important să se cunoască forma traiectoriei mişcării oscilatorii a sculei în raport cu piesa de prelucrat.

În acest sens au fost efectuate cercetări experimentale care au condus la lămurirea unora din factorii care întreţin mişcarea autooscilatorie în sistemul tehnologic maşină-unealtă — piesă — sculă.

În cele ce urmează sînt prezentate rezultatele obţinute la aşchierea în regim de vibraţii, pe o maşină de frezat universală, folosind o freză frontală cu un singur dinte, fixată direct în axul principal al maşinii.

În mod convenţional, s-a adoptat pentru studiu un sistem de coordonate fix :

— axa *OZ* pe direcţia avansului vertical;

— axa *OY* pe direcţia avansului orizontal;

— axa *OX* pe direcţia avansului transversal

şi un sistem de coordonate mobil *yoz* determinat de tangenta şi normala la traiectoria sculei aşchietoare.

Pentru studierea vibraţiilor prezintă interes îndeosebi direcţiile *OY* şi *OZ* pe care rigiditatea sistemului tehnologic este mult mai mică decît pe direcţia *OX*.

Astfel s-a convenit să se studieze traiectoria de oscilaţie a piesei în planul *YOZ*, care coincide cu suprafaţa prelucrată.

Înregistrarea traiectoriei de oscilaţie s-a făcut cu ajutorul unui aparat de filmat, care a fost aşezat astfel încît latura mare a cadrului peliculei să coincidă cu axa *OY*, iar latura mică cu axa *OZ*.

Deoarece rigiditatea sistemului tehnologic este diferită pe direcţii diferite, rezultă o traiectorie de oscilaţie aproximativ sub forma unei elipse alungite avînd axa mare orientată după rigiditatea minimă a sistemului tehnologic.

Înregistrările făcute la frezare cît şi la strunjire confirmă pe deplin punctul de vedere exprimat mai sus. Astfel traiectoriile oscilaţiilor piesei reprezintă nişte elipse alungite (fig. 1). Rezultatele experimentale obţinute [1], [2] dau posibilitatea prezentării schematice a mişcărilor care au loc la prelucrarea în regim de vibraţii la frezarea frontală (fig. 2).

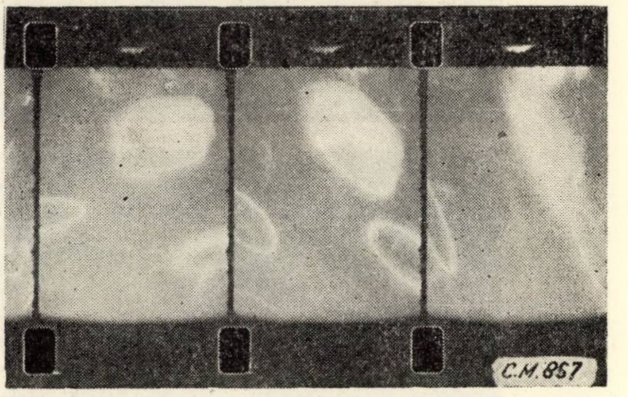


Fig. 1

Existenţa mişcării oscilatorii, care se produce cu o viteză a cărei mărime poate fi calculată cunoscînd frecvenţa şi amplitudinea acesteia prin oscilografierea (fig. 3) cu aparatură adecvată, duce la modificarea într-o măsură însemnată a vitezei reale de aşchiere.

Afirmaţia de mai sus este justificată de faptul că vectorul vitezei de aşchiere (viteza tangenţială de rotaţie a sculei), considerat constant

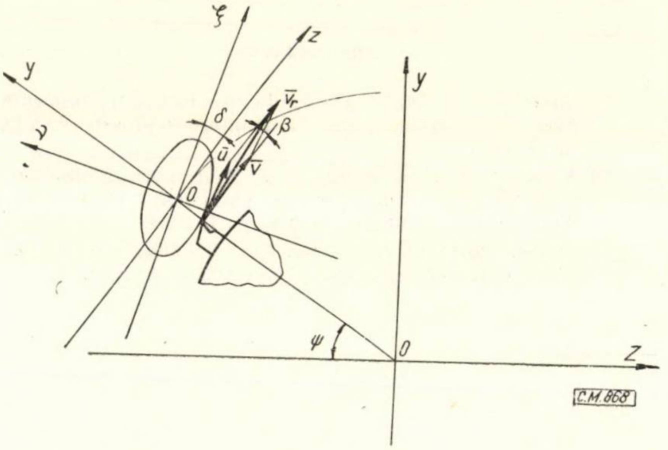
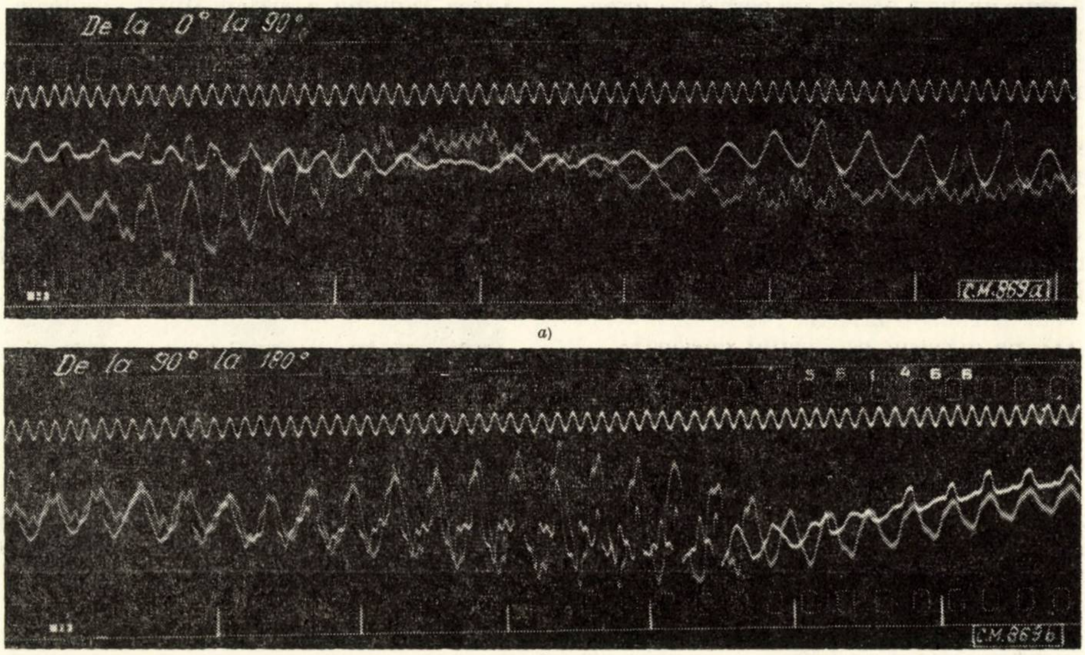


Fig. 2

în sistemul de referinţă mobil *yoz*, se compune cu vectorul vitezei mişcării oscilatorii tangent la traiectoria eliptică şi, deci, variabil ca mărime şi direcţie.

În consecinţă, viteza reală de aşchiere $\bar{v}_r$ (fig. 2) reprezintă un vector variabil ca mărime şi direcţie, ceea ce are ca urmare modificarea unghiurilor active α şi γ ale sculei aşchietoare, a căror mărime se determină în raport cu această viteză de aşchiere rezultantă. În acelaşi timp, suprafaţa de aşchiere, la care viteza reală de aşchiere este tangentă, este o suprafaţă ondulată, după cum vectorul vitezei are o direcţie variabilă determinată de mărimea unghiului β. Mărimea unghiului β depinde de corelaţia între vectorul vitezei de aşchiere constant $\bar{v}$ şi vectorul vitezei mişcării oscilatorii $\bar{u}$ variabil ca mărime şi direcţie. Variaţia periodică a unghiurilor active ale sculei aşchietoare α şi γ provoacă modificarea tot periodică a mărimii forţei de aşchiere, constituind în acest fel o sursă de întreţinere a procesului autovibrator. Ondulaţiile, care apar pe suprafaţa de aşchiere (fig. 4), conduc la modificarea periodică a grosimii aşchiei detaşate de scula aşchietoare, care la rîndul său provoacă modificarea periodică a forţei de aşchiere creînd în acest fel o sursă de întreţinere a procesului autovibrator. Datorită variaţiei periodice a mărimii vitezei reale de aşchiere, în anumite condiţii, se produc variaţii periodice importante ale forţei de aşchiere, ceea ce conduce evident la crearea unei surse de întreţinere a procesului autovibrator. Cu toate că, la variaţii periodice cu frecvenţa ridicată a vitezei de aşchiere, forţa este influenţată într-o măsură mai mică datorită fenomenului de inerţie termică, aceasta nu poate fi omisă dintre factorii excitatori ai sistemului autooscilant.



a)

b)

Fig. 3

a. *Influenţa vibraţiilor asupra mărimii unghiurilor active ale sculei aşchietoare.* Variaţia mărimii unghiurilor active de degajare γ şi de aşezare α se poate determina din compunerea vectorului vitezei de aşchiere constante $\bar{v}$ cu vectorul variabil $\bar{u}$ al vitezei mişcării oscilatorii. Valoarea acestei variaţii este egală cu unghiul β dintre direcţia vectorului vitezei constante $\overline{v}$ şi direcţia vectorului vitezei reale de aşchiere $\overline{v}_r$.

Pentru determinarea mărimii unghiului β, se consideră că mişcarea oscilatorie, avînd traiectoria de formă eliptică, rezultă din compunerea a două mişcări oscilatorii pe direcţiile perpendiculare y şi z, de aceeaşi frecvenţă, decalate pe fază cu un unghi ε, şi de amplitudini y_a şi z_a.

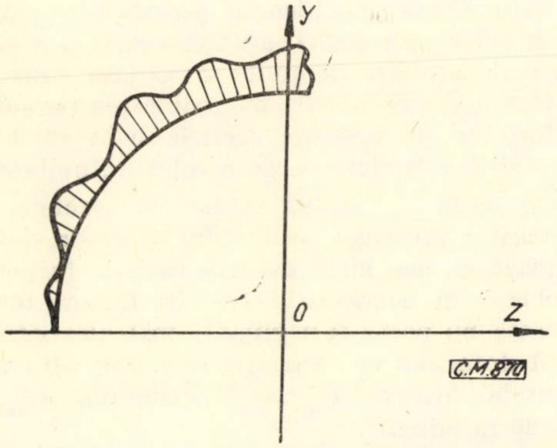


Fig. 4

Astfel ecuaţiile mişcărilor oscilatorii pe cele două direcţii pot fi scrise sub forma :

$$y = y_a \sin \omega t,$$

$$z = z_a \sin (\omega t + \varepsilon), \qquad (1)$$

unde ω reprezintă pulsaţia mişcării oscilatorii care se determină pe baza oscilogramei din figura 3. Valoarea frecvenţei oscilaţiilor fiind aproximativ 200 Hz, se calculează pulsaţia ω :

$$\omega = 2\pi f = 1256 \text{ sec}^{-1}.$$

Amplitudinile oscilaţiilor y_a şi z_a au fost calculate de asemenea pe baza oscilogramei din figura 3, pe care au fost măsurate amplitudinile Y_a şi Z_a raportate la sistemul de referinţă fix YOZ.

Legătura coordonatelor dintre cele două sisteme se exprimă cu relaţiile :

$$y = Y \sin \psi - Z \cos \psi,$$

$$z = Y \cos \psi + Z \sin \psi. \qquad (2)$$

Pentru unghiul $\psi = 40°$, pe oscilograma din figura 3 se determină valorile $Y_a = 0{,}44$ mm şi $Z_a = 0{,}14$ mm.

Introducînd aceste valori în relaţiile (2), se obţine $y_a = 0{,}173$ mm şi $z_a = 0{,}43$ mm.

Decalajul de fază ε se determină analitic pe baza expresiilor (1) ale mişcărilor oscilatorii pe cele două direcţii y şi z. Eliminînd parametrul t din expresiile (1), rezultă ecuaţia :

$$\frac{z^2}{z^a_2} + \frac{y^2}{y^2_a} - \frac{2\,z\,y}{z_a\,y_a} \cos \varepsilon = \sin^2 \varepsilon, \qquad (3)$$

care reprezintă o elipsă avînd axele ζ şi ν rotite cu unghiul δ (fig. 2) faţă de sistemul de coordonate mobil yoz. Unghiul δ, determinat pe cale experimentală prin filmarea traiectoriilor oscilaţiilor piesei, este aproape constant. În cazul experienţelor noastre, valoarea acestui unghi reprezintă aproximativ 20°.

Transformînd expresia (3), se ajunge la ecuaţia unei conice :

$$z^2 y_a^2 + y^2 z_a^2 - 2\, z_a\, y_a\, zy \cos \varepsilon = z_a^2\, y_a^2 \sin^2 \varepsilon. \qquad (4)$$

Reducînd expresia (4) la sistemul yoz prin rotaţia corespunzătoare δ, se obţine :

$$\operatorname{tg} 2\,\delta = \frac{-\,2\,z_a\,y_a \cos \varepsilon}{y_a^2 - z_a^2}. \qquad (5)$$

De unde :

$$\cos \varepsilon = \frac{(y_a^2 - z_a^2)\, tg\, 2\,\delta}{-\,2\,z_a\,y_a}. \qquad (6)$$

Înlocuind în expresia (6) valorile corespunzătoare lui y_a, z_a şi tg 2δ, se obţine :

$$\varepsilon = 30°7'.$$

Astfel, sînt determinate toate elementele ecuaţiilor mişcărilor oscilatorii pe cele două direcţii y şi z, iar vitezele corespunzătoare lor vor avea expresiile :

$$\dot{y} = y_a\, \omega \cos \omega t,$$

$$\dot{z} = z_a\, \omega \cos (\omega t + \varepsilon). \qquad (7)$$

Cu acestea se poate calcula valoarea unghiului β a cărui tangentă trigonometrică are expresia :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\dot{y}}{v + \dot{z}} = \frac{y_a\, \omega \cos \omega t}{v + z_a\, \omega \cos (\omega t + \varepsilon)}. \qquad (8)$$

Din această expresie, înlocuind pe $v = 57$ m/min (viteza de aşchiere în condiţiile experienţelor noastre), y_a, z_a, ω şi ε cu valorile lor calculate mai sus, se ajunge la :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{217 \cos \omega t}{950 + 540 \cos (\omega t + 30°)}. \qquad (9)$$

ωt	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165
tgβ	0,153	0,150	0,148	0,140	0,110	0,078	0	−0,098	−0,225	−0,466	−0,458	−0,65
β	8°42′	8°40′	8°39′	8^0	6°17′	4°28′	0	−5°37′	−12°41′	−24°59′	−24°37′	−33°1′

Pe baza expresiei (9), se face un studiu al variației unghiului β pentru un ciclu complet al oscilației, corespunzător variației lui ωt între 0 și 2π (tabela 1 și fig.5).

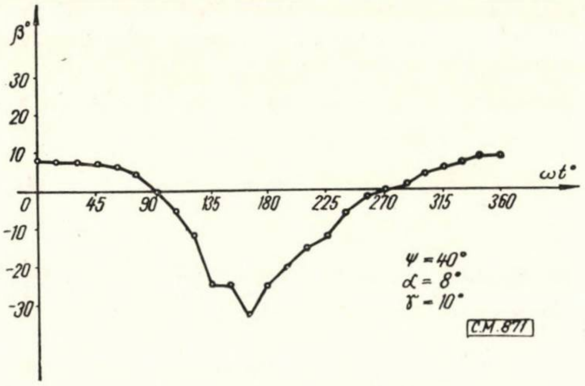


Fig. 5

Din graficul trasat în figura 5 rezultă că unghiurile de așezare α și de degajare γ se modifică în cursul unui ciclu de oscilație între limitele + 8° 55′ ÷ 33° 1′.

b. *Influența vibrațiilor asupra mărimii vitezei reale de așchiere.* Viteza reală de așchiere reprezintă suma vectorilor vitezei de așchiere constante $\overline{v}$ și a vitezei mișcării oscilatorii $\overline{u}$, exprimată prin componentele sale $\dot{y}$ și $\dot{z}$.

Din figura 2 rezultă că mărimea vitezei reale de așchiere poate fi exprimată cu relația :

$$v_r = \sqrt{(v + \dot{z})^2 + \dot{y}^2} \tag{10}$$

sau :

$$v_r = \sqrt{(v + z_a \omega \cos \omega t)^2 + y_a^2 \omega^2 \cos^2 (\omega t + \varepsilon)}. \tag{11}$$

Folosind studiul efectuat asupra variației unghiului β, se poate determina cu ușurință valorile maximă și minimă ale vitezei reale de așchiere v_r.

Aceste valori corespund unghiului $\omega t = 330°$ pentru valoarea maximă a vitezei $v_{r_{max}} = 90$ m/min, respectiv unghiului $\omega t = 135°$ pentru valoarea minimă a vitezei $v_{r_{min}} = 21{,}6$ m/min.

În concluzie, modificarea periodică a unghiurilor active ale sculei așchietoare și a vitezei reale de așchiere în limite largi (așa cum s-a arătat mai sus) provoacă modificarea periodică a forțelor de așchiere, creîndu-se în acest fel o sursă de întreținere a procesului autovibrator.

Cu toate că variația vitezei de așchiere, ca urmare a prezenței procesului vibrator, influențează în mai mică măsură variația forței de așchiere în comparație cu alți factori, totuși aceasta nu poate fi neglijată, mai ales atunci cînd domeniul de variație este larg (în experiențele noastre $v_{r_{min}} = 21{,}6$ m/min, $v_{r_{max}} = 90$ m/min).

Influență deosebită asupra variației forței de așchiere are variația unghiului de degajare γ. Dependența forței de așchiere de unghiul de degajare γ se poate exprima cu relația [3]:

$$F = \frac{\tau ab\,[(k_l - \sin\gamma)^2 + \cos^2\gamma]}{\cos^2\gamma\,(\sin\gamma - \mu\cos\gamma) + \cos\gamma\,(\cos\gamma + \mu\sin\gamma)\,(k_l - \sin\gamma)}, \tag{12}$$

unde :

F este forța de așchiere, în kgf ;

τ — efortul unitar de forfecare ;

a — grosimea așchiei ;

b — lățimea așchiei ;

k_l — coeficientul de compresiune plastică ;

μ — coeficientul de frecare ;

γ — unghiul de degajare, în grade.

Variația forței de așchiere în decursul unui ciclu de oscilație ca urmare a variației unghiului γ se poate exprima prin raportul forțelor de așchiere calculate pentru valorile extreme ale unghiului de degajare.

Astfel :

$$\frac{F_{\gamma = -23°}}{F_{\gamma = 19°}} = 1{,}28.$$

După cum rezultă din exemplul prezentat mai sus, în decursul unui ciclu de oscilație forța de așchiere variază cu aproximativ

Tabela 1

180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
−0,45	−0,375	−0,277	−0,215	−0,11	−0,051	0	0,042	0,078	0,104	0,126	0,142	0,153
−24°14′	−20°33′	−15°29′	−12°8′	−6°17′	−2°55′	0	2°24′	4°28′	5°56′	7°11′	8°5′	8°42′

28%, ceea ce face ca variaţia unghiului de degajare să fie considerată ca unul din factorii principali de întreţinere ai procesului vibrator.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zgură, Gh.* Cercetări experimentale asupra vibraţiilor la frezarea frontală. În : Construcţia de Maşini, nr. 6—7, 1966.

[2] *Zgură, Gh.* Cercetări teoretice şi experimentale privind stabilitatea la vibraţii în cazul frezării frontale. În : Construcţia de Maşini, nr. 9, 1966.

[3] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii şi proiectării sculelor. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1964.

[4] *Iliniţki. I. I.* Kolebania v metalorejuşih stankah i puti ih ustranenia. Moscova, Maşghiz, 1958.

CZ 621.91—585.12—233.12

Contribuţii la calculul organologic al cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte

Constantin MINCIU şi Vasile MORARU

Proiectarea cutiilor de viteze folosite la maşinile-unelte comportă două etape distincte : calculul cinematic şi calculul de rezistenţă al organelor componente (axe, lagăre, roţi dinţate etc.).

Lucrarea de faţă îşi propune determinarea unor relaţii de calcul care să simplifice aflarea valorilor critice ale momentelor de încovoiere echivalente şi ale reacţiunilor din reazeme, mărimi necesare dimensionării axelor şi lagărelor cutiilor de viteze.

La finele calculului cinematic se cunosc următorii parametri : numărul şi mărimea turaţiilor pentru fiecare treaptă de transmitere, mărimea raţiei progresiei geometrice a turaţiilor, rapoartele de transmitere parţiale şi numărul de dinţi ai angrenajelor care realizează aceste rapoarte.

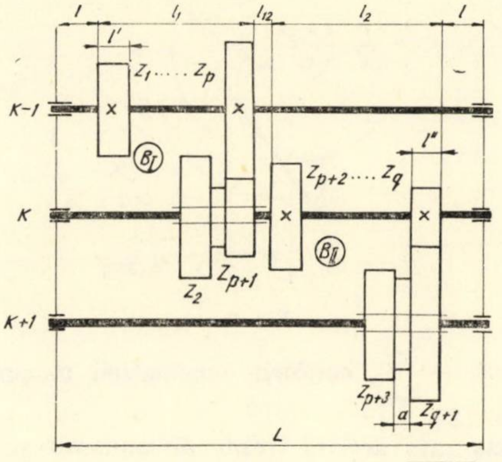


Fig. 1

Pentru calculul de rezistenţă se cunoaşte puterea necesară la axul principal al maşinii-unelte şi puterile pe fiecare ax intermediar.

În continuare se procedează la calculul elementelor constructive ale roţilor dinţate, în urma căruia se cunosc : modulele, diametrele şi lăţimile roţilor dinţate, precum şi distanţa dintre axele cutiei de viteze.

Avînd schema cinematică, determinată în urma calculului cinematic, şi lăţimea roţilor dinţate, se pot determina distanţele dintre reazemele axelor cutiei de viteze.

Dacă se consideră schema cinematică reprezentată în figura 1, distanţa L dintre reazeme are următoarea expresie :

$$L = 2l + l_1 + l_2 + l_{12}, \tag{1}$$

în care :

l reprezintă distanţa de la suprafaţa frontală a roţii dinţate pînă la mijlocul lagărului (distanţa de la suprafaţa frontală a roţii pînă la suprafaţa frontală a bosajului lagărului se recomandă să fie luată de circa 5—10 mm) ;

l_1 — lăţimea totală a unui grup balador ; l_1 se calculează cu următoarea relaţie în cazul baladoarelor interioare :

$$\left.\begin{aligned} & l_1 = (3n-2)\,l' + (n-1)(a+j) \\ \text{şi}\quad & l_1 = (5n-4)\,l' + (n-1)(a+2j) \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

în cazul baladoarelor exterioare, în care :

n este numărul de roţi dinţate ale grupului balador ;

l' — lăţimea unei roţi ;

a — distanţa între roţile baladorului necesară scăpării sculei de danturat ;

j — spaţiul necesar pentru ocuparea poziţiei de liber de către grupul balador (sub 4 mm) ;

l_2 — se calculează cu relaţia (2) în care l' devine l'' ;

l_{12} — distanţa dintre suprafeţele frontale ale roţilor alăturate ale celor două grupuri baladoare (5 —7 mm).

În cazul în care baladorul este acţionat cu o pîrghie aşezată între două roţi dinţate şi nu peste o roată dinţată, la determinarea cotei l_1 se va ţine seamă şi de spaţiul necesar acestei pîrghii.

Cu metoda ce se aplică în prezent, următoarea etapă care trebuie parcursă pînă la calculul efectiv de dimensionare al arborilor şi lagărelor o constituie determinarea forţelor de angrenare pentru fiecare angrenaj şi arbore în parte, cum şi a forţei de aşchiere care acţionează pe arborele principal. Pentru aceasa este necesară cunoaşterea poziţiei reciproce dintre arbori, ceea ce în mod curent se numeşte schema înfăşurată a cutiei de viteze.

Pentru uşurinţa calculului, toate forţele care acţionează asupra unui arbore se proiectează pe un sistem de coordonate rectangulare considerat arbitrar (de obicei se recomandă să se aleagă ca sistem de coordonate înseşi direcţiile unui sistem de forţe de angrenare oarecare), astfel încît calculul reacţiunilor şi momentelor se desfăşoară în cele două plane notate convenţional X şi Y. Calculul propriu-zis de rezistenţă se face utilizînd momentul de încovoiere echivalent maxim (momentul compus) pentru determinarea diametrului arborelui şi componentele reacţiunilor maxime pentru alegerea lagărelor.

Aşa cum rezultă din cele expuse mai sus, pentru o dimensionare corectă a organelor cutiei de viteze este necesară determinarea valorilor maxime, atît a momentului echivalent de încovoiere, cît şi a componentelor reacţiunilor din lagăre. Dificultatea care intervine aici rezidă în variaţia turaţiei, care influenţează mărimea forţelor de angrenare, cum şi schimbarea poziţiei blocului balador, care duce la schimbarea secţiunii în care acţionează forţele de angrenare. Deci, din punctul de vedere strict al rezistenţei materialelor, problema se află în cazul unei grinzi simplu rezemate pe două sau mai multe reazeme la care variază atît poziţia (secţiunea) cît şi mărimea forţelor. Acest lucru presupune, pentru determinarea cazului cel mai defavorabil de încărcare, efectuarea calculelor pentru fiecare caz în parte. Astfel, pentru un arbore care are un număr de roţi baladoare cu m posibilităţi de angrenare, calculul va trebui repetat de m ori, ceea ce evident reprezintă o cale destul de laborioasă.

În continuare, se propune determinarea unei metodici de calcul care să uşureze dimensionarea axelor şi lagărelor cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte.

Se presupune cazul dimensionării arborelui de rang K al cutiei de viteze redate în figura 1, figură care reprezintă schema cinematică desfăşurată a unei trepte de transmitere. Mişcarea arborelui de rang $K-1$ este transmisă arborelui de rang $K+1$ prin intermediul arborelui de rang K.

Pentru cazul general se poate considera că pe arborele de rang $K-1$ se află roţile conducătoare $Z_1 - Z_p$ ale baladorului B_I. Pe arborele K se află roţile conduse $Z_2 - Z_{p+1}$ ale baladorului B_I, precum şi roţile conducătoare $Z_{p+2} - Z_q$ ale baladorului B_{II}. Pe arborele $K+1$ se află roţile conduse $Z_{p+3} - Z_{q+1}$ ale baladorului B_{II}.

Se consideră turaţia minimă a arborelui de rang K ca fiind n_k*, iar pentru momentul dat, următoarea situaţie a angrenării baladoarelor : baladorul B_I este angrenat pe poziţia $\frac{Z_p}{z_{p+1}}$, iar baladorul B_{II} pe poziţia $\frac{Z_q}{Z_{q+1}}$.

În această situaţie turaţia arborelui K este determinată de relaţia :

$$n_K + i_p \, x \, n_{K-1}, \tag{3}$$

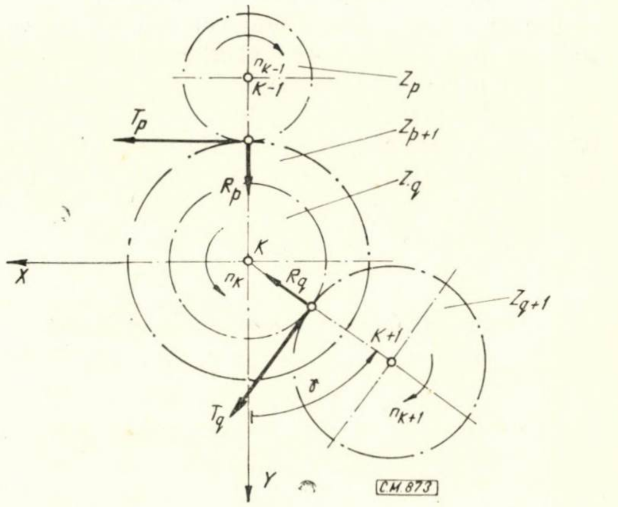


Fig. 2

unde $i_p = \frac{Z_p}{Z_{p+1}}$, conform cinematicii maşinilor-unelte [3].

Înfăşurata acestei trepte de transmitere este reprezentată în figura 2, de unde se vede că centrele geometrice ale celor trei axe nu sînt coliniare, formînd între ele unghiul γ (măsurat în sens trigonometric).

---

* În calculele forţelor de angrenare se ia în considerare momentul maxim de torsiune ; după cum rezultă din relaţia $M_t = 71\,620 \frac{N}{n}$, aceasta are valoarea maximă cînd n este minim.

Calculul de determinare a forţelor şi momentelor decurge în modul indicat în continuare.

Forţele de angrenare tangenţiale şi radiale se determină cu următoarele expresii :

$$\left.\begin{aligned} T_p &= \frac{2\,M_{tK}}{m_p \cdot z_{p+1}} \\ T_q &= \frac{2\,M_{tK}}{m_q \cdot z_q} \\ R_p &= T_p \cdot \mathrm{tg}\,\alpha \\ R_q &= T_q \cdot \mathrm{tg}\,\alpha \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

unde M_{tK} este momentul de torsiune în cazul angrenării roţilor $\frac{Z_p}{Z_{p+1}}$ şi se determină cu relaţia :

$$M_{tK} = 71\,620 \frac{N_K}{i_p \cdot n_{K-1}}, \quad \text{kgfcm};$$

N_K — puterea la arborele de rang K, CP ;
m_p, m_q — modulele roţilor Z_p, respectiv Z_q, cm ;
α — unghiul de angrenare ;
n_{K-1} — turaţia minimă a arborelui de rang $K-1$.

Dacă se introduce expresia lui M_{tK} în relaţiile (4), acestea devin :

$$\left.\begin{aligned} T_p &= \frac{2 \cdot 71\,620\, N_K}{m_p \cdot Z_{p+1} \cdot n_{K-1} \cdot i_p} = \frac{C_p}{i_p \cdot Z_{p+1}} \\ T_q &= \frac{2 \cdot 71\,620\, N_K}{m_q \cdot Z_q \cdot n_{K-1} \cdot i_p} = \frac{C_q}{i_p \cdot Z_q} \\ R_p &= \frac{C_p}{i_p \cdot Z_{p+1}}\,\mathrm{tg}\ \alpha \\ R_q &= \frac{C_q}{i_p \cdot Z_q}\,\mathrm{tg}\ \alpha \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

unde C_p şi C_q sînt constante pentru o treaptă de transmitere şi au următoarele expresii :

$$\left.\begin{aligned} C_p &= \frac{2 \cdot 71\,620}{m_p \cdot n_{K-1}}\, N_K \\ C_q &= \frac{2 \cdot 71\,620}{m_q \cdot n_{K-1}}\, N_K \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Dacă se alege sistemul de axe de coordonate paralel cu direcţiile sistemului de forţe $(T_p R_p)$, proiecţiile pe axe vor fi :

$$\left.\begin{aligned} P_{px} &= T_p \\ P_{qx} &= R_q \cdot \sin\gamma + T_q \cdot \cos\gamma \\ P_{py} &= R_p \\ P_{qy} &= -R_q \cdot \cos\gamma + T_q \cdot \sin\gamma \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Reacţiunile în lagăre se determină scriind ecuaţiile de momente în cele două reazeme *1* şi *2* (fig. 3). Reacţiunile determinate de forţele ce acţionează în direcţia Ox vor fi date de relaţiile următoare :

$$\left.\begin{aligned} X_{1pq} &= \frac{P_{px}(L - l_p) + P_{qx}(L - l_q)}{L} \\ X_{2pq} &= \frac{P_{px} \cdot l_p + P_{qx} \cdot l_q}{L} \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

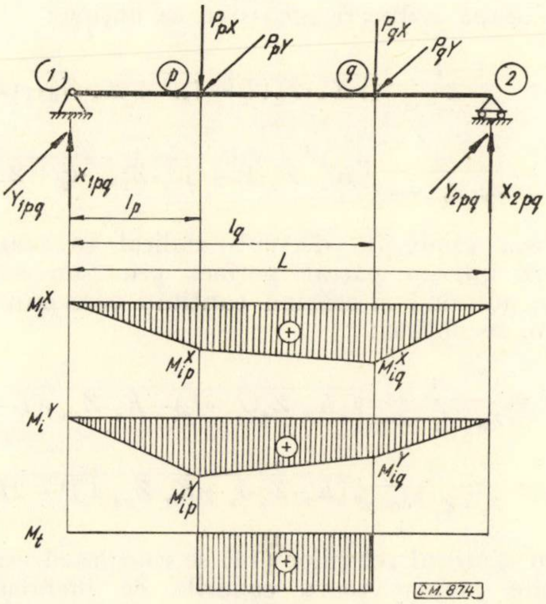


Fig. 3

Ţinînd seamă de expresiile lui P_{px} şi P_{qx}, relaţiile (8) devin :

$$\left.\begin{aligned} X_{1pq} &= \frac{C_p \cdot Z_q (L - l_p) + C_q \cdot Z_{p+1} (\mathrm{tg}\,\alpha \sin\gamma + \cos\gamma)(L - l_g}{L \cdot i_p \cdot Z_{p+1} \cdot Z_q} \\ X_{2pq} &= \frac{C_p \cdot Z_q\, l_p + C_q\, Z_{p+1}\, (\mathrm{tg}\alpha \sin\gamma + \cos\gamma)\, l_q}{L \cdot i_p \cdot Z_{p+1} \cdot Z_q} \end{aligned}\right\} (9)$$

Dacă se notează constantele $\frac{C_D}{L} = K_p$ şi $\frac{C_q}{L} = K_q$ şi dacă se introduce expresia lui $i_p = \frac{Z_p}{Z_{p+1}}$, relaţiile (9) devin :

$$\left.\begin{aligned} X_{1pq} &= \frac{K_p \cdot Z_q (L - l_p) + K_q Z_{p+1} (\mathrm{tg}\alpha \cdot \sin\gamma + \cos\gamma)(L - l_q)}{Z_p \cdot Z_q} \\ X_{2pq} &= \frac{K_p \cdot Z_q\, l_p + K_q \cdot Z_{p+1}\, (\mathrm{tg}\alpha \cdot \sin\gamma + \cos\gamma)\, l_q}{Z_p \cdot Z_q} \end{aligned}\right\} (10)$$

Procedînd în acelaşi mod, se obţin pentru reacţiunile determinate de forţele ce acţionează pe direcţia OY următoarele relaţii :

$$\left.\begin{aligned} & Y_{1pq} = \\ & = \frac{K_p \cdot Z_q (L - l_p)\,\mathrm{tg}\,\alpha + K_q \cdot Z_{p+1} (L - l_q)\,(\sin\gamma - \mathrm{tg}\,\alpha \cdot \cos\gamma)}{Z_p \cdot Z_q} \\ & Y_{2pq} = \\ & = \frac{K_p \cdot Z_q \cdot l_p \cdot \mathrm{tg}\,\alpha + K_q \cdot Z \cdot_{p+1} \cdot l_q (\sin\gamma - \mathrm{tg}\,\alpha \cdot \cos\gamma)}{Z_p \cdot Z_q} \end{aligned}\right\} (11)$$

Rezultantele componentelor reacțiunilor în cele două plane sînt date de relațiile :

$$\left.\begin{aligned} F_{1pq} &= \sqrt{X_{1pq}^2 + Y_{1pq}^2} \\ F_{2pq} &= \sqrt{X_{2pq}^2 + Y_{2pq}^2} \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

Introducînd relațiile (10) și (11) în relațiile (12), după reduceri succesive se obține :

$$\left.\begin{aligned} F_{1pq} &= \frac{1}{Z_p \cdot Z_q \cdot \cos\alpha}\sqrt{K_p^2 \cdot Z_q^2 (L-l_p)^2 + K_q^2 \cdot Z_{p+1}^2 (L-l_q)^2 + 2K_p \cdot K_q \cdot Z_{p+1} \cdot Z_q (L-l_q)(L-l_p)\cos(\gamma-2\alpha)} \\ F_{2pq} &= \frac{1}{Z_p \cdot Z_q \cdot \cos\alpha}\sqrt{K_p^2 \cdot Z_q^2 \cdot l_p^2 + K_q^2 \cdot Z_{p+1}^2 \cdot l_q^2 + 2K_p \cdot K_q \cdot Z_{p+1} \cdot Z_q \cdot l_p \cdot l_q \cos(\gamma-2\alpha)} \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

Dacă expresiile de sub radical se transformă într-un pătrat perfect printr-un artificiu, adunînd și scăzînd cantități corespunzătoare, se obține :

$$\left.\begin{aligned} F_{1pq} &= \frac{1}{Z_p \cdot Z_q \cdot \cos\alpha}\sqrt{[K_p \cdot Z_q (L-l_p) - K_q \cdot Z_{p+1} (L-l_q)]^2 - 2K_p \cdot K_q \cdot Z_{p+1} \cdot Z_q (L-l_p)(L-l_q)[1-\cos(\gamma-2\alpha)]} \\ F_{2pq} &= \frac{1}{Z_p \cdot Z_q \cdot \cos\alpha}\sqrt{[K_p \cdot Z_q \cdot l_p + K_q \cdot Z_{p+1} l_q]^2 - 2K_p K_q Z_{p+1} Z_q \cdot l_p \cdot l_q [1-\cos(\gamma-2\alpha)]} \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Cu ajutorul relațiilor (14) se calculează reacțiunile pentru toate cazurile de încărcare. Evident că, pentru calculul lagărelor, se reține cazul de încărcare cel mai defavorabil sau, altfel spus, reacțiunile cu valorile cele mai mari, indiferent dacă ele sînt sau nu determinate de același caz de încărcare.

Simplitatea calculului este evidentă și ea rezultă din faptul că valorile reacțiunilor se determină direct fără a fi necesară, în prealabil, determinarea forțelor de angrenare în cele două plane.

Dimensionarea arborelui (determinarea diametrului maxim) se face cu relația :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{ie}}{0.1\,\sigma_{ia}}}, \quad (15)$$

unde :

M_{ie} este momentul de încovoiere echivalent (momentul compus) ;

σ_{ia} — efortul unitar normal admisibil la încovoiere pentru materialul din care urmează să fie executat arborele.

Momentul de încovoiere echivalent se determină cu una dintre următoarele relații [3], după teoriile de rezistență la solicitări compuse :

$$\left.\begin{aligned} M_{ie} &= 0{,}35\, M_i + 0{,}65\sqrt{M_i^2 + M_t^2} \\ \text{sau :}\quad M_{ie} &= \sqrt{M_i^2 + \alpha M_t^2} \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

unde :

M_i este momentul de încovoiere rezultant (considerînd componentele sale din cele două plane) ;

M_t — momentul de torsiune, care se determină cu relația :

$$M_{tK} = 71\,620\,\frac{N_K}{n_K}. \quad (17)$$

Considerînd momentele pentru fiecare plan în parte, se constată că ele pot avea valori maxime numai în secțiunile în care acționează forțele de angrenare (în cazul de față secțiunea p sau q). Astfel, expresiile momentelor de încovoiere vor fi :

$$\left.\begin{aligned} M_{ipR} &= \sqrt{M_{ipX}^2 + M_{ipY}^2} \\ M_{iqR} &= \sqrt{M_{iqX}^2 + M_{iqY}^2} \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

în care membrii de sub radicali reprezintă momentele într-o secțiune (p sau q) în cele două plane, care au următoarele expresii :

$$\left.\begin{aligned} M_{ipX} &= X_{1pq} \cdot l_p \\ M_{ipY} &= Y_{1pq} \cdot l_p \\ M_{iqX} &= X_{2pq}\,(L-l_q) \\ M_{iqY} &= Y_{2pq}\,(L-l_q) \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

În acest caz relațiile (18) devin :

$$\left.\begin{aligned} M_{ipR} &= l_p\sqrt{X_{1pq}^2 + Y_{1pq}^2} \\ M_{iqR} &= (L-l_q)\sqrt{X_{2pq}^2 + Y_{2pq}^2} \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

Ținînd seamă de relațiile (12), se poate scrie :

$$\left.\begin{aligned} M_{ipR} &= F_{1pq} \cdot l_p \\ M_{iqR} &= F_{2pq}\,(L-l_q) \end{aligned}\right\} \quad (21)$$

După cum se vede, cu ajutorul relațiilor (21) calculul momentelor de încovoiere se face foarte simplu. După calcularea momentelor în toate secțiunile de acționare a forțelor de angrenare, acestea se compară între ele și se reține pentru calcul valoarea maximă. Este necesară determinarea lor în toate secțiunile, întrucît valoarea maximă poate să apară în oricare alt caz de încărcare decît cel în care reacțiunile sînt maxime.

Cunoscînd valoarea maximă a momentului de încovoiere echivalent $(M_{ie})_{max}$, se poate determina diametrul maxim al arborelui pentru care se disting două cazuri :

— arbore plin :

$$d_{max} = \sqrt[3]{\frac{(M_{ie})_{max}}{0.1\ \sigma_{ia}}}; \tag{22}$$

— arbore cu gaură centrală :

$$d_{e\,max} = \sqrt[3]{\frac{(M_{ie})_{max}}{0.1\ (1-\beta^4)\ \sigma_{ia}}}, \tag{23}$$

unde β este raportul dintre diametrul găurii d_i și diametrul exterior d_e și care se adoptă în funcție de tipul mașinii-unelte proiectate.

Problema rezolvată se referă la cazul general. Pot însă apărea și cazuri particulare ce simplifică relațiile de calcul.

În cazul în care modulele danturii celor două blocuri baladoare sînt aceleași $m_p = m_q$, atunci $K_p = K_q = K$.

O altă observație care se poate face se referă la mărimea unghiului de poziție γ. Se poate ușor vedea că de mărimea acestui unghi depind forma și mărimea înfășuratei cutiei de viteze. Dar tot de mărimea acestui unghi depinde și mărimea reacțiunilor F_{1pq} și F_{2pq} și, implicit, a momentelor M_{ipR} și M_{iqR}, conform relațiilor (14), respectiv (21). Din punctul de vedere al proiectării, există interesul ca aceste forțe și momente să aibă valori cît mai mici, astfel încît cutia de viteze să aibă un gabarit cît mai redus posibil.

Pentru a vedea influența unghiului γ asupra mărimii reacțiunilor se face o discuție a relațiilor (14). Din (14) se observă că reacțiunile sînt mici cînd cantitatea de sub radical este mică, condiție ce se îndeplinește cînd termenul cu semnul minus are valoarea cea mai mare.

Acest termen are o valoare mare cînd mărimea $[1 - \cos(\gamma - 2\alpha)]$ este maximă. Pentru aceasta este necesar ca valoarea cosinusului să fie negativă, astfel încît cu minusul din fața sa semnul să fie plus și mărimea sa să se adune la cifra 1.

Cosinusul este negativ cînd $\frac{\pi}{2} < \gamma - 2\alpha < \frac{3\pi}{2}$.

Considerînd cazul normal în care $\alpha = 20°$, înseamnă că unghiul γ trebuie să aibă următoarele valori : $130° < \gamma < 310°$.

Valoarea minimum minimorum a reacțiunilor (și implicit a momentelor încovoietoare) va fi atunci cînd :

$$\cos(\gamma - 2\alpha) = -1,$$

adică :

$$\gamma - 2\alpha = \pi$$

sau :

$$\gamma = 220°.$$

Deci, din punctul de vedere al reacțiunilor și momentelor, valoarea cea mai avantajoasă a unghiului γ este de 220°, valoare ce nu poate fi realizată întotdeauna, datorită construcției cutiei de viteze.

Cazul cel mai defavorabil va apărea în momentul în care :

$$\cos(\gamma - 2\alpha) = 1,$$

adică :

$$\gamma - 2\alpha = 0$$

sau :

$$\gamma = 40°.$$

Deci, din punctul de vedere al reacțiunilor și momentelor, trebuie evitată această valoare a unghiului de poziție γ.

Modul de calcul

— Cunoscînd puterea necesară la arborele principal (de ieșire) din treaptă în treaptă, se calculează puterile pe fiecare arbore luînd în considerare toate pierderile de putere în lagăre, angrenaje etc. ;

- determinarea momentului de torsiune cu relația (17) ;
- determinarea constantelor K_p și K_q ;
- determinarea reacțiunilor F_{1pq} și F_{2pq} cu relațiile (14) ;
- determinarea momentelor încovoietoare cu relațiile (21) ;
- determinarea momentului de încovoiere echivalent maxim cu una dintre relațiile (16), în funcție de cazul solicitării ;
- determinarea diametrului maxim al arborelui cu una dintre relațiile (22) sau (23).

În continuare se procedează la calculul și alegerea lagărelor după una dintre metodele cunoscute, folosind desigur valorile maxime ale reacțiunilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Cinematica mașinilor -unelte. București, Editura tehnică, 1961.

[2] *Acerkan, N. S.* Calculul și construcția mașinilor-unelte. București, Editura tehnică, 1955.

[3] *Buzdugan, Gh.* Rezistența materialelor, vol. I. II. București. Editura tehnică, 1956—1957.

[4] *Diaconescu, I.* ș.a. Mașini-unelte, vol. I și II. București, Editura transporturilor și telecomunicațiilor, 1959.

CZ 621.434.013.2

Cercetări privind rezistențele sistemului de admisiune al motorului SR-207

Dan ABĂITĂNCEI

Sistemul de admisiune al motoarelor moderne de automobil este complicat; fiecare element din care este compus are într-un anumit grad o influență asupra regimului de umplere a fiecărui cilindru și deci asupra puterii. În cazul motorului SR—207 acest sistem se compune din: filtrul de aer *1*, tubul de legătură *2*, racordul *3*, carburatorul *4*, colectorul de admisiune *5*, canalul de admisiune din chiulasă *6* și poarta supapei 7 (fig. 1).

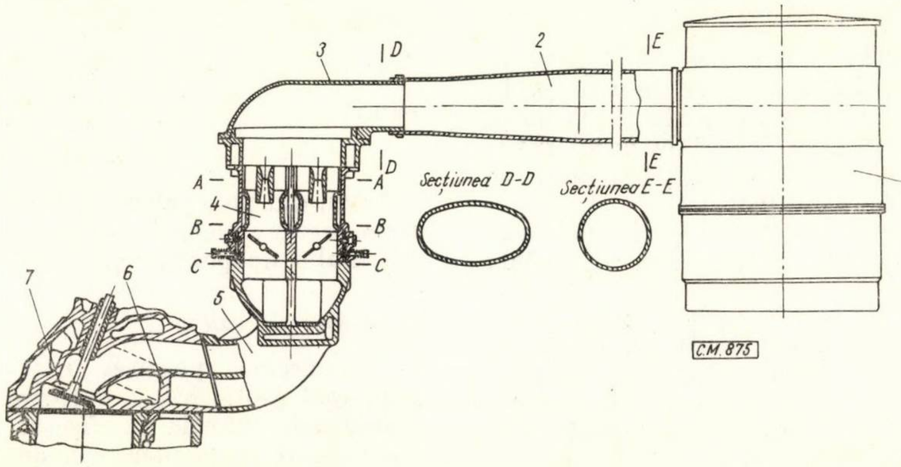


Fig. 1

Un criteriu de apreciere a calității construcției sistemului de admisiune îl constituie coeficientul de umplere, care poate fi exprimat prin relația:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{\nu \varepsilon p_a - \xi \delta p_r}{(\varepsilon - 1) p_0}, \qquad (1)$$

în care:

p_0 și T_0 sînt presiunea și temperatura mediului înconjurător;

p_a — presiunea de admisiune;

p_r — presiunea gazelor remanente;

ν — coeficientul de postumplere;

ε — raportul de compresiune;

ξ — coeficientul care depinde de temperatura gazelor remanente și compoziția combustibilului;

δ — coeficientul gazelor remanente.

Dintre acești factori unii ca p_r și ε influențează relativ puțin asupra umplerii. Astfel la o variație de 0,1 kgf/cm^2 a presiunii de evacuare, coeficientul de umplere se micșorează doar cu 2%, iar influența raportului de compresiune este și mai redusă.

În măsură mai mare umplerea este influențată de temperatura de admisiune. O reducere mai pronunțată a temperaturii de admisiune mărește sensibil coeficientul de umplere. Această cale nu se recomandă dat fiind că influențează nefavorabil asupra formării și aprinderii amestecului.

Calea cea mai eficace și rațională de îmbunătățire a umplerii motorului o constituie mărirea presiunii de admisiune p_a, care depinde de pierderile de presiune din sistem și poate fi determinată cu relația:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \qquad (2)$$

în care Δp_a reprezintă pierderea totală de presiune. Pentru motoarele cu admisiune normală, mărirea presiunii de admisiune este posibilă prin reducerea la minimum a pierderilor aerodinamice din sistem sau prin utilizarea favorabilă a oscilațiilor de presiune în timpul umplerii. În lucrare se tratează numai primul aspect al problemei.

Pierderile gazodinamice sînt legate de dimensiunile, arhitectura și starea suprafețelor interioare ale sistemului. O oarecare cădere de presiune ireversibilă este inevitabilă la pătrunderea încărcăturii în cilindru, chiar în absența oricărei pierderi în sistemul de admisiune propriu-zis, această pierdere fiind provocată de mărirea bruscă a secțiunii de curgere.

Pentru determinarea acestor pierderi există pentru unele cazuri constructive unele formule; utilizarea lor fără verificarea experimentală poate fi însă numai orientativă.

Instalația experimentală. Pentru a măsura rezistențele aerodinamice ale sistemului de admisiune s-a realizat o instalație experimentală, care a permis cercetarea în condițiile curgerii staționare. Vederea de ansamblu a instalației este arătată în figura 2. S-a folosit chiulasa motorului SR—207 utilată cu tubulatura de admisiune. Pentru asigurarea diferitelor ridicări ale supapei a fost folosit un mecanism cu şurub cu filet metric. Mişcarea aerului prin sistem s-a realizat cu un ventilator al cărui debit a putut fi modificat cu ajutorul unei clapete. Pulsaţiile de debit au fost eliminate prin intercalarea unui rezervor intermediar de aer. Măsurarea debitului s-a realizat prin metoda diafragmei. Porţiunea verticală a tubului în care a avut loc măsurarea pierderii de presiune a avut diametrul interior egal cu diametrul cilindrului motorului ($D = 97$ mm).

În tubulatura de admisiune s-au introdus succesiv trei tipuri de colectoare pentru a constata varianta optimă din punctul de vedere al pierderilor aerodinamice.

Rezultate experimentale. Rezistenţele aerodinamice ale sistemului au fost determinate în întregime şi pe porţiuni, la diferite consumuri orare de aer, în două etape : pentru întregul sistem şi pentru diferite porţiuni separate, consumul de aer s-a modificat în limitele $Q = 75{,}5...286$ m³/h, corespunzător consumului teoretic al motorului în intervalul de turaţii $n = 1\,000...3\,800$ rot/min ; pentru determinarea rezistenţelor canalelor din colector şi chiulasă pentru fiecare cilindru în parte debitul a fost modificat în limitele $Q = 18{,}8...71{,}5$ m³/h corespunzător consumului teoretic al unui cilindru în acelaşi interval de turaţii.

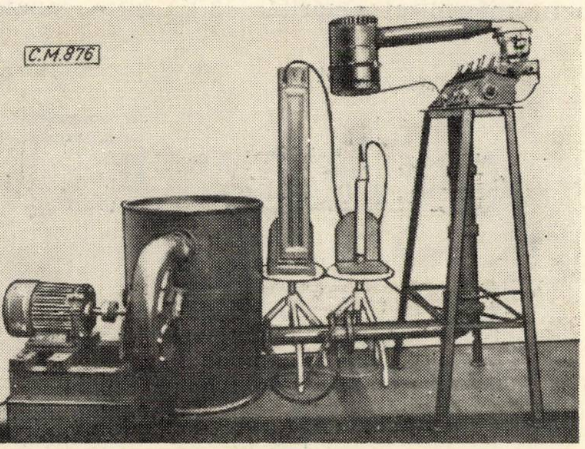


Fig. 2

În figura 3 sînt reprezentate pierderile de presiune în întregul sistem Δp_1, în sistemul fără filtru de aer Δp_2, fără tubul de legătură Δp_3, fără racord Δp_4, fără carburator Δp_5, fără colectorul de admisiune Δp_6, cînd supapele au fost complet ridicate. În figura 4 sînt reprezentate pierderile care au loc în filtru Δp_f, în racord Δp_r, în carburator Δp_c, în colector Δp_{cl}, în chiulasă Δp_{ch}.

Din analiza acestor grafice se constată că cele mai mari pierderi au loc în filtrul de aer (≈ 33%). Tubul de legătură deşi are o lungime suficient de mare (58 mm) opune o rezistenţă insensibilă, fapt care se explică prin netezimea suprafeţei sale interioare. O sursă importantă de pierderi (21%) o constituie racordul, la care modificarea secţiunii şi a direcţiei curentului de aer reprezintă cauzele rezistenţei opuse la trecerea încărcăturii proaspete. Urmează în ordine pierderile în colectorul de admisiune (≈16%), de care se apropie foarte mult pierderile de canalele din chiulasă (≈15%). Cele mai mici pierderi se înregistrează la trecerea încărcăturii prin carburator (≈10%). Faptul că pierderile în racord depăşesc pierderile care au loc în canalele din colector sau din chiulasă impune modificarea construcţiei acestuia în vederea micşorării la minimum a rezistenţelor locale.

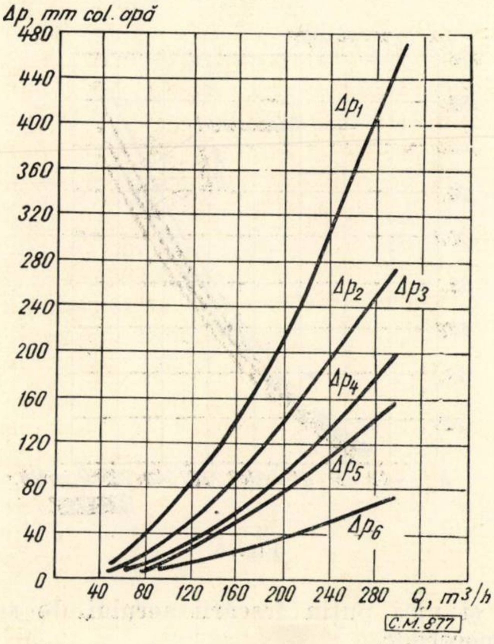


Fig. 3

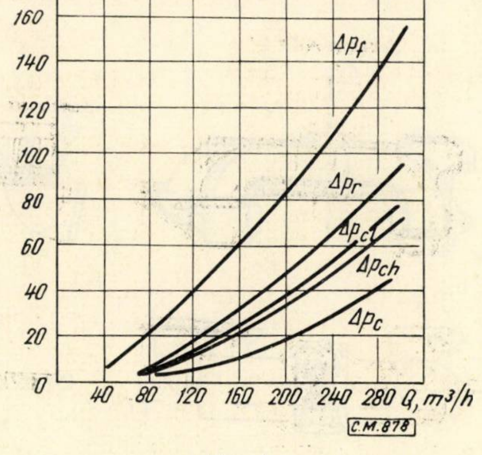


Fig. 4

Pierderile de presiune mai mici care au loc în colector și în chiulasă arată că ele se datoresc mai ales pierderilor locale datorită variațiilor de secțiune și modificării direcției curentului și mai puțin frecării aerului de suprafața pereților.

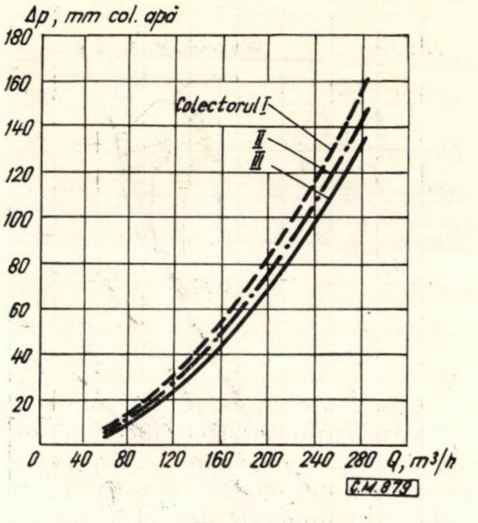


Fig. 5

Această concluzie este confirmată și de rezultatele din figura 5, unde s-au trasat pierderile de presiune pentru cele trei variante ale colectorului de admisiune. Colectorul *I* este identic cu colectorul *II* (fig. 6), deosebindu-se doar prin lipsa peretelui despărțitor dintre cele două canale principale. Colectorul *III* (fig. 7), realizat în varianta sudată, se deosebește de primele două printr-o arhitectură specifică. Canalele sînt conduse astfel încît să fie alimentați separat doi cilindri prin cîte o cameră de amestec a carburatorului, fără a exista posibilitatea de interferență a timpilor de admisiune a celor doi cilindri alimentați din același canal. Colectorul *III* înregistrează pierderile cele mai mici, pe întregul interval de turații (respectiv debite) ale motorului. Pentru debitul maxim pierderile de presiune sînt cu 15% mai mici decît pentru colectorul *I*. Aceasta se explică prin faptul că pierderile prin frecare se reduc la minimum.

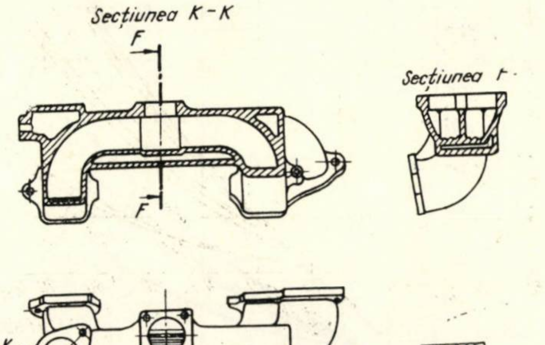


Fig. 6

Deoarece geometria canalelor din chiulasă nu este identică pentru toți cilindrii (fig. 8), iar drumul parcurs în aer prin colector este diferit pentru cei patru cilindri, s-au determinat atît pierderile în chiulasă (curbele *b*), cît și pierderile în colector (curbele *c*) pentru fiecare cilindru în parte (fig. 9). Se constată că pentru canalele din chiulasă corespunzătoare cilindrilor *2* și *4*, care sînt identice, pierderile sînt egale. Acestea însă sînt mai puțin mărite față de pierderile din canalele corespunzătoare cilindrilor *1* și *3* (cu pierderi aproape identice~5%), ca urmare a devierii mai pronunțate a direcției scurgerii (fig. 8). Pentru debitul maxim neuniformitatea pierderilor variază în limitele 13—17%, ceea ce desigur reprezintă o influență negativă asupra uniformității umplerii pe cilindri. Evident aceste diferențe se micșorează pe măsura micșorării debitului, respectiv a turației motorului.

În cazul colectorului *I* (fig. 9,*a*) se observă o neuniformitate mărită (43%) între canalele corespunzătoare cilindrilor *1* și *4*. Deoarece și între canalele *2* și *3* există aceleași deosebiri cu privire la drumul încărcăturii proaspete, iar diferențele pierderilor sînt practic insensibile, rezultă că neuniformitatea în primul caz se datorește pierderilor prin frecare, ca urmare a imperfecțiunii realizării tehnologice.

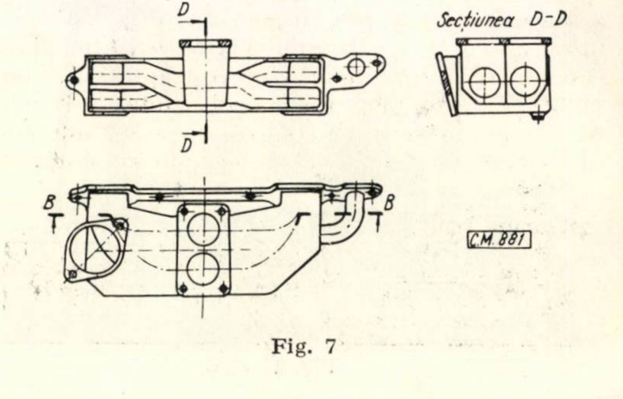


Fig. 7

Neuniformitatea dintre cilindrii *1* și *4* se îmbunătățește puțin (32%) în cazul colectorului *II* cu perete despărțitor, pierderile cele mai mari manifestîndu-se tot în cazul canalului *4*. Totuși neuniformitatea maximă care apare de data aceasta între canalele *2* și *4* se menține ridicată (41%), deci ca valori absolute rezistențele sînt mai mici.

Cu colectorul *III* în varianta sudată neuniformitatea rezistențelor se reduce aproape complet, iar pierderile de presiune din canalul *4* se apropie foarte mult de cele din canalul *1*. În acest caz se obțin și cele mai mici pierderi.

Rezultă deci că, atît din punctul de vedere al rezistenţelor aerodinamice, cît şi din punctul de vedere al neuniformităţii acestora pe cilindri, colectorul *III* este cel mai adecvat.

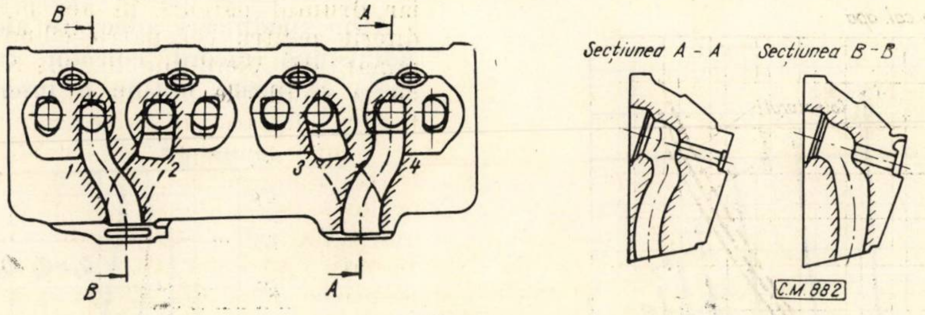
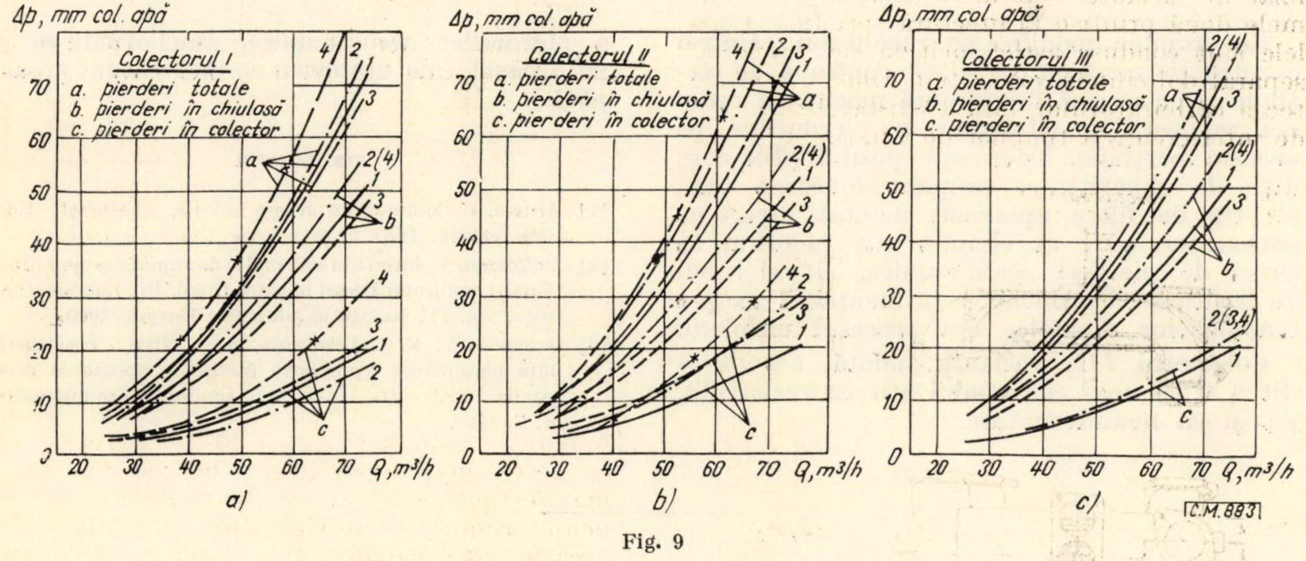


Fig. 8

Pentru calculul umplerii este important să se cunoască rezistenţele aerodinamice (respectiv coeficienţii de debit) care apar la deschiderea variabilă a supapei. În acest scop au fost măsurate pierderile de presiune la diferite deschideri ale supapei ($s = 2...10$ mm) pentru canalul din chiulasă corespunzător cilindrului *2*. S-a ales canalul *2* deoarece valorile pierderilor de presiune au avut mărimi maxime. Rezultatele sînt arătate în figura 10. După cum se observă, pe intervalul $s = 9...10$ mm, pierderile de presiune sînt foarte apropiate. Ele cresc treptat în intervalul 6...9 mm, pentru ca, la deschideri mai mici de 6 mm, să se înregistreze o creştere deosebit de rapidă, cînd are loc şi o laminare energică a curentului de încărcătură proaspătă. În figura 10 s-a notat cu $s = s_0$ variaţia pierderilor de presiune din canal în lipsa supapei de admisiune. Micşorarea pierderilor în acest caz se explică prin mărirea secţiunii de trecere cu suprafaţa ocupată de supapă.



a) b) c)

Fig. 9

Variaţia pierderilor de presiune la debit constant (respectiv turaţia constantă) în funcţie de ridicarea supapei este arătată în figura 11. S-au trasat curbele de variaţie pentru patru valori ale debitului, corespunzătoare unor turaţii caracteristice de funcţionare ale motorului ($Q_1 = 67{,}8$ m³/h, respectiv $n = 3\,600$ rot/min; $Q_2 = 56{,}6$ m³/h, respectiv $n = 3\,000$ rot/min; $Q_3 = 41{,}5$ m³/h, respectiv $n_3 = 2\,200$ rot/min; $Q_4 = 26{,}4$m³/h, respectiv $n_4 = 1\,400$ rot/min).

În toate cazurile se observă o creştere pronunţată a pierderilor pe măsura închiderii supapei, fapt explicabil prin efectul puternic de laminare care se produce la micşorarea secţiunii de trecere.

Totodată aceste pierderi sînt cu atît mai mari cu cît debitul este mai mare, respectiv cu cît turaţia motorului este mai mare. Pe baza acestor grafice se poate determina coeficientul de debit al supapei, de care să se ţină seamă în calculul umplerii.

Concluzii. Datele experimentale obţinute au permis să se determine pierderile aerodinamice ale întregului sistem de admisiune şi să se scoată în evidenţă elementele care provoacă cele mai mari rezistenţe. Totodată a fost posibil să se evidenţieze neuniformităţile rezistenţelor în canalele din chiulasă şi din colector.

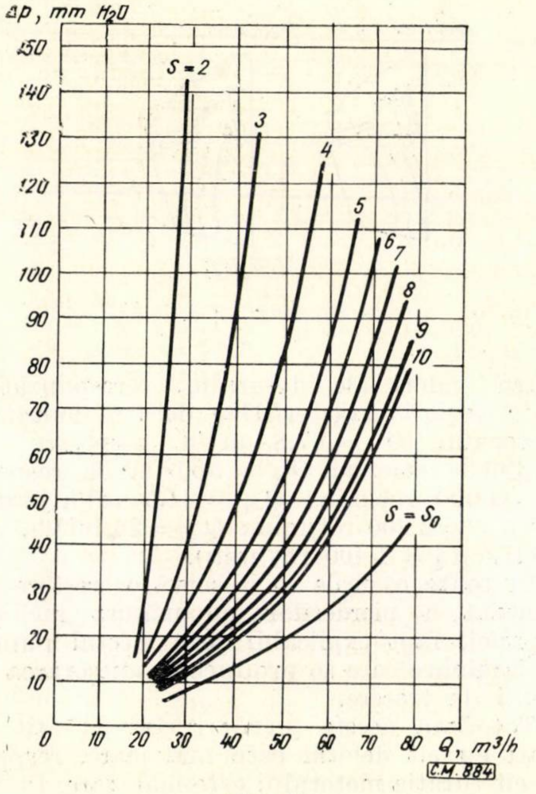


Fig. 10

Se propune modificarea racordului printr-o construcţie nouă cu o variaţie continuă de secţiune şi cu o rază de curbură mărită în vederea reducerii la minimum a pierderilor pe această porţiune. Dacă este posibil (din condiţii de gabarit), se propune folosirea unui alt tip de filtru aplatisat, montat direct pe carburator, care ar elimina atît racordul ca sursă de pierderi aerodinamice, cît şi tubul de legătură ca element ce influenţează asupra fenomenelor dinamice din procesul umplerii.

Colectorul *III*, varianta sudată, s-a dovedit a fi cel mai convenabil atît ca rezistenţă, cît şi ca neuniformitate.

Se poate considera că ridicarea supapei cu 10–11 mm este optimă, deoarece reducerea pierderilor aerodinamice prin demontarea supapei $s = s_0$ se datoreşte măririi secţiunii de trecere cu suprafaţa ocupată de tija supapei.

Prin modificări adecvate ale sistemului de admisiune (racord, colector, canale din chiulasă) se poate obţine o însemnată reducere a pierderilor aerodinamice, ameliorîndu-se şi pe această cale umplerea cu încărcătura proaspătă.

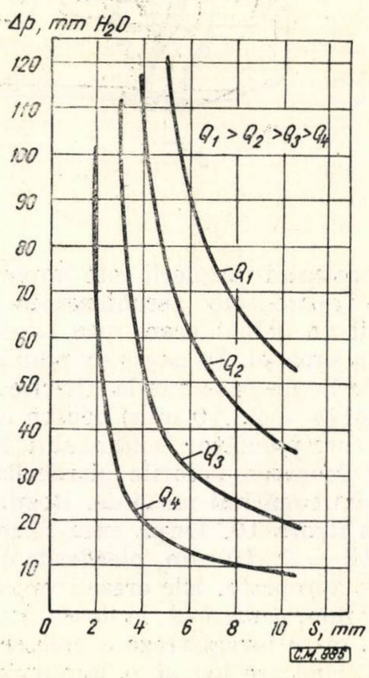


Fig. 11

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* Motoare cu ardere internă. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] *Hoffmann, V.* Influenţa sistemului de admisie asupra funcţionării motorului Diesel în patru timpi. În : Lucrări ştiinţifice, vol. IV, Institutul politehnic Braşov, 1960.

[3] *Gorbunov, V. K.* şi *Achimenko, A. A.* Vlianie constructivnih parametrov vpusenovo tracta na pocazateli divigatelia GAZ–21. În : Avtomobilnaia promîşlenosti, nr. 7, 1967.

CZ 621:338.062.172

Ritmul de lucru economic al liniilor tehnologice în flux continuu

Alexandru EPUREANU

Dezvoltarea industriei constructoare de maşini din ţara noastră pune problema fabricării în cantităţi mari a unor produse. Pentru realizarea unui preţ de cost cît mai scăzut şi a unei productivităţi mărite, prelucrarea acestor produse se face pe maşini agregat, linii tehnologice în flux continuu, linii automate, sau alte forme tehnico-organizatorice.

Dezvoltarea producţiei pe linii tehnologice de diverse tipuri şi cu diferite nivele de automatizare pune problema asigurării economicităţii acestei fabricaţii, prin folosirea completă şi economică a mijloacelor de producţie şi a forţei de muncă.

Organizarea producţiei pe maşini-unelte agregat, linii tehnologice în flux continuu sau linii automate şi în general organizarea producţiei pe posturi de lucru sincronizate (automate multiaxe, semiautomate multiaxe etc.) este caracterizată prin ritmul de lucru, adică timpul în cursul căruia se termină prelucrarea unei piese.

În funcţie de această mărime, la proiectarea liniei tehnologice se face o diferenţiere mai mare sau mai mică a operaţiilor, urmărindu-se pe cît posibil, din punct de vedere tehnic, egalizarea timpului de lucru între toate posturile. Egalizarea timpului de lucru la toate posturile nefiind posibilă, decît în cazuri rare, se pune problema alegerii corecte din punct de vedere tehnic şi economic a ritmului de lucru, astfel încît să se poată realiza producţia cerută la un preţ de cost cît mai scăzut.

Preţul de cost al executării unei operaţii compuse din k faze, la un post al liniei tehnologice se poate exprima ca fiind :

$$c = (t_b + t_a)\,S + \sum_{j=1}^{k} \frac{C_{osj}}{N_j\,T_j}\,t_{b_j} + c_c, \qquad (1)$$

în care :

c reprezintă costul executării operaţiei respective, lei ;

t_b — timpul de bază, min ;

t_a — timpul auxiliar, min ;

S — salariul lucrătorului de la postul respectiv, lei/min ;

C_{osj} — costul total al sculei cu care se execută faza j a operaţiei (costul iniţial plus cheltuielile de exploatare) ;

N_j — numărul de ascuţiri ce le admite scula cu care se execută faza j ;

T_j — durabilitatea sculei de la faza j a operaţiei, min ;

t_{b_j} — partea din timpul de bază total pe operaţie ce se consumă la faza j, min ;

c_c — componenta constantă a preţului de cost, lei.

Între durabilitatea T_j a sculei şi viteza de aşchiere v_j de la faza respectivă există, pentru diferite genuri de prelucrări prin aşchiere, următoarea relaţie :

$$T_j = \frac{C_j}{v_j^{\alpha_j}}, \qquad (2)$$

în care :

C_j este un coeficient ce depinde de materialul sculei, materialul de prelucrat, condiţiile de prelucrare, celelalte elemente ale regimului de aşchiere şi de genul prelucrării ;

α_j — exponent ce depinde de genul prelucrării, materialul sculei şi felul ei, materialul de prelucrat şi condiţiile de aşchiere.

Pe de altă parte, timpul de bază al fazei j se poate exprima astfel :

$$t_{b_j} = 10^3 \frac{Q_j}{v_j\,s_j\,t_j}, \qquad (3)$$

de unde :

$$v_j = \frac{Q_j}{s_j\,t_j} \cdot \frac{1}{t_{b_j}} = \frac{A_j}{t_{b_j}}, \qquad (4)$$

în care :

Q_j reprezintă debitul de aşchii detaşat la faza j, dm^3 ;

s_j, t_j — avansul, mm/rot, respectiv adîncimea de aşchiere la faza j, mm ;

A_j — coeficient :

$$A_j = \frac{Q_j}{s_j\,t_j}. \qquad (5)$$

Ţinînd seamă de relaţia (4), relaţiile (2) şi (1) devin :

$$T_j = \frac{C_j}{A_j^{\alpha_j}} \cdot t_{b_j}^{\alpha_j}\,; \qquad (6)$$

$$c = (t_b + t_a)\,S + \sum_{j=1}^{k} \frac{C_{osj}\,A_j^{\alpha_j}}{N_j\,C_j}\,t_{b_j}^{1-\alpha_j} + c_c. \qquad (7)$$

Timpul de bază al fiecărei faze poate fi exprimat ca o parte din timpul de bază total pe operaţie, adică :

$$t_{b_j} = K_j\ t_b. \tag{8}$$

Ţinînd seamă de relaţia (8), relaţia (7) devine :

$$c = (t_b + t_a)\,S + \sum_{j=1}^{k} \frac{C_{os_j} A_j^{K_j} \cdot K_j^{1-\alpha_j}}{N_j\ C_j}\, t_b^{1-\alpha_j} + c_c. \tag{9}$$

Anulînd derivata costului în raport cu timpul de bază se găseşte timpul de bază economic, adică timpul de bază care asigură costul minim :

$$\frac{\mathrm{d}c}{\mathrm{d}t_b} = S + \sum_{j=1}^{k} (1 - \alpha_j)\frac{C_{os_j}\ A_j^{\alpha_j}}{N_j\ C_j\ K_j^{\alpha_j - 1}} \cdot \frac{1}{t_b^{\alpha_j}} = 0\,; \tag{10}$$

$$\sum_{j=1}^{k} (\alpha_j - 1)\frac{C_{os_j}\ A_j^{\alpha_j}}{S\ N_j\ C_j\ K_j^{\alpha_j - 1}} \cdot \frac{1}{t_{b_{ec}}^{\alpha_j}} = 1. \tag{11}$$

Relaţia (11) exprimă condiţia ce trebuie să o îndeplinească timpul de bază al fiecărei operaţii pentru a se realiza o prelucrare economică.

Condiţia de sincronizare a operaţiilor impune un ritm de lucru comun pentru toate operaţiile, ceea ce duce în mod necesar la timpi de bază diferiţi de cei economici daţi de expresia (11).

Se pune deci problema determinării acelui ritm de lucru care asigură prelucrarea întregii piese la un preţ de cost global minim.

Considerînd o linie tehnologică în flux continuu care are p posturi de lucru, fiecare avînd n_i lucrători, m_i maşini şi K faze, se poate exprima preţul de cost al întregii prelucrări ca fiind :

$$c_p = \sum_{i=1}^{p}\left(n_i\,R S_i + \sum_{j=1}^{k} \frac{C_{os_{ij}}}{N_{ij}\ T_{ij}}\, t_{b_{ij}} + c_{c_j}\right), \tag{12}$$

unde :

c_p este costul prelucrării întregii piese, lei ;
R — ritmul de lucru, min ;
S_i — salariul lucrătorului de la operaţia i, lei/min ;
$C_{os_{ij}}$ — costul sculei de la faza j a operaţiei i (costul iniţial plus cheltuielile de exploatare) ;
N_{ij} şi T_{ij} — numărul de ascuţiri posibile, respectiv durabilitatea efectivă a sculei de la faza j a operaţiei i ;
$t_{b_{ij}}$ — timpul de bază al fazei j de la operaţia i, min ;
c_{c_i} — componenta constantă a costului de la operaţia i.

Relaţiile (6) şi (8) în cazul fazei j de la operaţia i devin :

$$T_{ij} = \frac{C_{ij}}{A_{ij}^{\alpha_{ij}}} \cdot t_{b_{ij}}^{\alpha_{ij}}\,; \tag{13}$$

$$t_{b_{ij}} = K_{ij} \cdot t_b. \tag{14}$$

Ţinînd seamă de expresiile (13) şi (14) şi avînd în vedere că :

$$t_{b_i} = m_i\ R - t_{a_i}, \tag{15}$$

relaţia (12) devine :

$$c_p = \sum_{i=1}^{p}\Bigg[n_i\,R\,S_i + \sum_{j=1}^{k} \frac{C_{os_{ij}}\ A_{ij}^{\alpha_{ij}}}{N_{ij}\ C_{ij}} K_{ij}^{1-\alpha_{ij}} (m_i\ R - t_{a_i})^{1-\alpha_{ij}} + c_{c_i}\Bigg]. \tag{16}$$

Prin anularea derivatei costului total al prelucrării în raportul cu ritmul de lucru se obţine ritmul de lucru care asigură preţul de cost minim al prelucrării piesei :

$$\frac{\mathrm{d}c_p}{\mathrm{d}R} = \sum_{i=1}^{p}\Bigg[n_i\,S_i + \sum_{j=1}^{k} (1 - \alpha_{ij})\frac{C_{os_{ij}}\ A_{ij}^{\alpha_{ij}}}{N_{ij}\,C_{ij}\,K_{ij}^{\alpha_{ij}-1}} \cdot \frac{m_i}{(m_i\ R - t_{a_i})^{\alpha_{ij}}}\Bigg]; \tag{17}$$

$$\sum_{i=1}^{p} m_i \sum_{j=1}^{k} (\alpha_{ij} - 1)\frac{C_{os_{ij}}\ A_{ij}^{\alpha_{ij}}}{N_{ij}\,C_{ij}\,K_{ij}^{\alpha_{ij}-1}} \cdot \frac{1}{(m_i\ R_{ec} - t_{a_i})^{\alpha_{ij}}} = \sum_{i=1}^{p} n_i\,S_i\,; \tag{18}$$

$$T_{ec_{ij}} = \frac{C_{ij}}{A_{ji}^{\alpha_{ij}}}\, t_{bec_{ij}}^{\alpha_{ij}}. \tag{19}$$

Avînd în vedere expresia (19), relaţia (18) devine succesiv :

$$\sum_{i=1}^{p}\sum_{j=1}^{k} (\alpha_{ij} - 1)\frac{C_{os_{ij}}\ t_{b_{ij}}^{\alpha_{ij}}}{N_{ij}\ T_{ec_{ij}}\ K_{ij}^{\alpha_{ij}-1}} \cdot \frac{1}{(m_i R_{ec} - t_{a_i})^{\alpha_{ij}}} = \sum_{i=1}^{p} n_i\ S_i, \tag{20}$$

sau

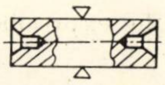
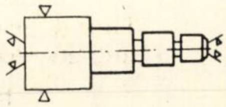
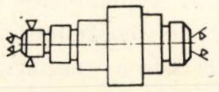
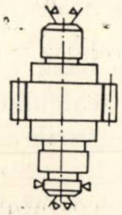
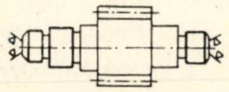
$$\sum_{i=1}^{p}\sum_{j=1}^{k} (1 - \alpha_{ij})\frac{c_{s_{ij}}\ t_{bec_{ij}}^{\alpha_{ij}}}{K_{ij}^{\alpha_{ij}-1}} \cdot \frac{1}{(m_i\ R_{ec} - t_{a_i})^{\alpha_{ij}}} = \sum_{i=1}^{p} n_i\ S_i, \tag{21}$$

unde :

$c_{s_{ij}}$ este costul unui minut din durabilitatea economică a sculei de la faza j a operaţiei i:

$$c_{s_{ij}} = \frac{C_{os_{ij}}}{N_{ij}\ T_{ec_{ij}}}. \tag{22}$$

Tabela 1

		Frezarea capetelor și centrare		Strunjire	Strunjire	Danturare	Rectificare
							
Regim de lucru	n	130	3000	480	480	180	200
	s	94 mm/min	0,05	0,4	0,4	2 mm/rot	1,4 mm/min
	t	5		2,7	2,7	dintr-o trecere	
$t_{bec_{ij}}$		0,45	0,04	0,59	0,49	2,78	0,20
$t_{a_{ij}}$		0,49		1,90	1,90	1,70	1,70
$t_{at_{ij}}$		0,04		0,01	0,01	0,07	0,004
$t_{d_{ij}}$		0,06		0,10	0,08	0,17	0,094
N_{T_i}		1,04		2,59	2,47	4,68	2,00
$C_{os_{ij}}$		59	2,80	25	25	583	117
N_{ij}		15	5	10	10	20	100
$T_{ec_{ij}}$		120	6	90	90	120	20
$c_{s_{ij}}$		$3{,}3 \cdot 10^{-2}$	$9{,}35 \cdot 10^{-2}$	$2{,}8 \cdot 10^{-2}$	$2{,}8 \cdot 10^{-2}$	$24{,}2 \cdot 10^{-2}$	$5{,}85 \cdot 10^{-2}$
n_i		1		1	1	1	1
m_i		1		1	1	2	1
α_{ij}		5	5	5	5	4,35	2,85
$t_{bec_{ij}}^{\alpha_{ij}}$		$1840 \cdot 10^{-5}$	$0{,}012 \cdot 10^{-5}$	$7300 \cdot 10^{-5}$	$2830 \cdot 10^{-5}$	4,2	10^{-2}
$K_{ij}^{\alpha_{ij}-1}$		0,66	10^{-4}	1	1	1	1
$(\alpha_{ij}-1)\dfrac{c_{s_{ij}}\, t_{bec_{ij}}}{K_{ij}^{\alpha_{ij}-1}}$		$3{,}68 \cdot 10^{-3}$	$0{,}45 \cdot 10^{-3}$	$8{,}2 \cdot 10^{-3}$	$3{,}16 \cdot 10^{-3}$	34	$1{,}08 \cdot 10^{-3}$
S_i		0,1		0,1	0,1	0,1	0,1
$n_i\ S_i$		0,1		0,1	0,1	0,1	0,1
Regim de lucru adoptat	n	53	1500	365	440	200	200
	s	94	0,05	0,4	0,4	2	1,4
	t	5		2,7	2,7	dintr-o trecere	avans de pătrundere

Ecuaţia (21) permite determinarea ritmului de lucru economic, astfel: se împarte prelucrarea piesei pe mai multe operaţii şi faze; se stabileşte regimul de lucru economic pentru fiecare post în parte, fără a ţine seamă de relaţia ce trebuie să existe între posturi; se determină timpii de bază $t_{b_{ij}}$ şi cei auxiliari $t_{a_{ij}}$ ai fiecărei faze calculîndu-se coeficienţii K_{ij}; se calculează costurile specifice $c_{s_{ij}}$ pentru fiecare sculă cu relaţia (22), după care, prin încercări, se rezolvă ecuaţia (21).

Ritmul de lucru economic rezultat trebuie să fie apropiat de ritmul de lucru impus de programul anual de producţie. În cazul cînd este mai mare rezultă că linia nu asigură realizarea planului în mod economic, fiind necesară fie intensificarea regimurilor de aşchiere, fie reproiectarea liniei şi diferenţierea mai accentuată a operaţiilor, fie realizarea a două linii paralele.

Dacă ritmul de lucru economic este mai mic decît cel rezultat în baza programului anual de producţie, rezultă că linia are o capacitate mai mare decît cea necesară. Aceasta nu înseamnă că trebuie reduse regimurile de aşchiere, deoarece preţul de cost creşte la orice schimbare a ritmului de lucru (creştere sau scădere). În acest caz trebuie să se organizeze producţia în aşa fel ca linia să fie folosită şi la alte lucrări sau să se reproiecteze linia prin concentrarea operaţiilor dacă acest lucru se justifică.

Pentru ilustrarea calculului se prezintă un exemplu de calcul (tabela 1) pentru piesa din figura 1 (regimurile de aşchiere au fost alese după „Normative unificate de regimuri de aşchiere pentru materiale feroase").

Aplicînd relaţia (21) se determină ritmul de lucru economic $R_e = 2{,}35$ min — valoare cuprinsă între valoarea minimă 1,04 şi maximă 2,59 min a normelor de timp N_{T_i}.

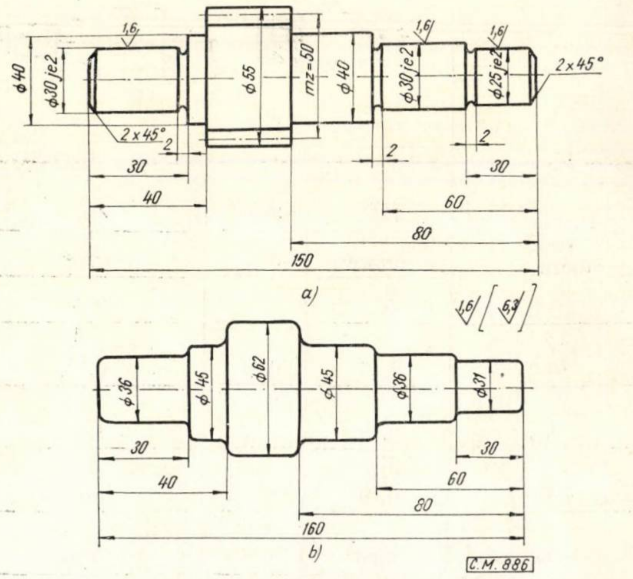


Fig. 1

Pe baza acestui rezultat se recalculează regimurile de aşchiere rezultînd cele indicate în tabela 1.

Pentru modificarea regimului de aşchiere s-a acţionat numai asupra vitezei de aşchiere, deoarece ceilalţi parametri (avansul şi adîncimea de aşchiere) sînt determinaţi precis de condiţii tehnologice.

CZ 621.825

Considerații asupra calculului și alegerii barelor de torsiune de la cuplajele torsiometrice

Nicolae GHEORGHIU și Ioan ANDREESCU

Cuplajul torsiometric constituie unul dintre cele mai răspîndite mijloace pentru măsurarea mecanică cu precizie a momentelor de torsiune ale mașinilor de mare turație și de putere aproape constantă.

Cuplajul torsiometric se intercalează între mașina motoare și cea antrenată. În figura 1, *a* se prezintă o secțiune longitudinală printr-un cuplaj Amsler, care se compune din două semicuplaje *1* și *2* legate între ele printr-o bară elastică etalon *3* fixată la extremități în bacurile 3, *a* și 3, *b* și care transmite momentul. Deformația unghiulară a barei este proporțională cu momentul transmis și servește pentru determinarea valorii respective. Unghiul de torsiune se pune în evidență prin rotirea relativă a două discuri *4* și *5* fixate rigid pe cîte unul din semicuplaje. Pe discul *5* este o scară gradată, iar pe discul *4* un vernier pentru citirea unghiului de deformație (fig. 1,*b*) care se citește în mod obișnuit printr-un sistem stroboscopic. Cu cît cuplul este mai uniform și fără salturi, cu atît citirea unghiului de torsiune este mai exactă și mai ușoară.

Etalonarea se face static. Se blochează semicuplajul *2* care poartă vernierul, iar la *1* se aplică un cuplu cunoscut și se determină astfel deviațiile unghiulare cu care se trasează pentru fiecare bară diagrama de etalonare.

Pentru a se obține precizia dorită la măsurări și pentru utilizarea rațională a aparatului, cuplajul torsiometric este dotat cu mai multe bare etalon, interschimbabile, de aceeași lungime dar de diametre diferite.

Pentru stabilirea criteriilor de dimensionare și utilizare rațională a barelor de torsiune etalon, nu se găsesc indicații în literatură, întrucît cuplajele de torsiune constituie patente și licențe de fabricație.

Firmele constructoare prezintă nomograme și indicații cu privire la domeniul de utilizare al aparatului și al seriei de bare. De exemplu, firma Amsler construiește șase mărimi de cuplaje torsiometrice. La toate mărimile, din condițiile de gabarit, greutate, gamă de turație etc., este bine stabilit domeniul optim de măsurare și anume $\frac{M_{max}}{M_{min}} = 8$, care se acoperă cu un număr de 3—5 bare etalon interschimbabile [1], [2].

Măsurările de moment cu ajutorul unui cuplaj torsimetric sînt mărginite superior de limita de proporționalitate a materialului, iar inferior, de precizia impusă de citirea sau de înregistrarea rezultatelor.

În cele ce urmează se stabilesc, pe baza acestor cerințe, principiile generale de calcul ce se aplică barelor etalon.

Stabilirea limitei superioare de măsurare. Sistemul de blocare și siguranță al cuplajului nu permite depășirea unei valori maxime a deformației unghiulare φ_{max}. După atingerea acestei limite momentul este transmis prin corpul cuplajului. În funcție de condițiile de utilizare (moment maxim, turație limită, gabarit etc.) se alege deformația unghiulară specifică $Q = \frac{\varphi_{max}}{l}$ și rezistența admisibilă la torsiune a materialului τ_a, astfel ca bara să lucreze sub limita de proporționalitate. Diametrul maxim *d* al barei etalon se calculează cu relația :

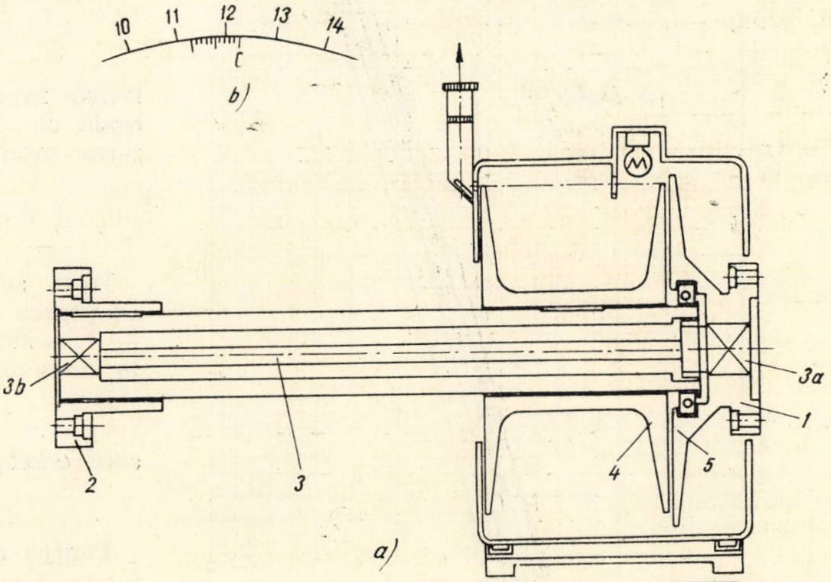


Fig. 1

$$d_1 = \frac{2\tau_a}{G\,\theta}, \qquad (1)$$

și în funcție de el, momentul maxim transmis de bară :

$$M_0 = \frac{\pi d_1^3}{16}\,\tau_a\,. \qquad (2)$$

Dependența M, d, τ și θ se poate stabili din intersecțiile dublei rețele anamorfozate:

$$M = \theta G I_p = \theta G \frac{\pi d^4}{32}, \tag{3}$$

$$M = \tau W_p = \tau \frac{\pi d^3}{16}. \tag{4}$$

Nomograma din figura 2 a fost construită pe baza următoarelor considerații:

— barele etalon sînt confecționate din oțel de arc admițînd o solicitare maximă la torsiune $\tau_a = 6\,000 \ldots 8\,000$ kgf/cm²;

— pentru a se obține gabarite acceptabile în construcția aparatului, lungimile uzuale ale barei etalon se admit între limitele $l = 200 \ldots 1\,200$ mm, iar deformația unghiulară maximă circa $\varphi_{max} = 30°$ (deformația unghiulară specifică fiind $\theta = 1{,}5 \ldots 0{,}25$ grade/cm).

Valorile deformației unghiulare specifice spre limita superioară sînt recomandabile pentru măsurarea momentelor reduse la turații mijlocii și mari ($M = 0{,}5 \ldots 100$ kgfm, $n = 15\,000 \ldots 30\,000$ rot/min), iar spre limita inferioară pentru măsurarea momentelor mari la turații mici și mijlocii ($M = 100 \ldots 3\,000$ kgfm, $n = 5\,000 \ldots 10\,000$ rot/min) [1]. Astfel, se asigură funcționarea cuplajului în domeniul subcritic în ceea ce privește frecvența oscilațiilor proprii la torsiune.

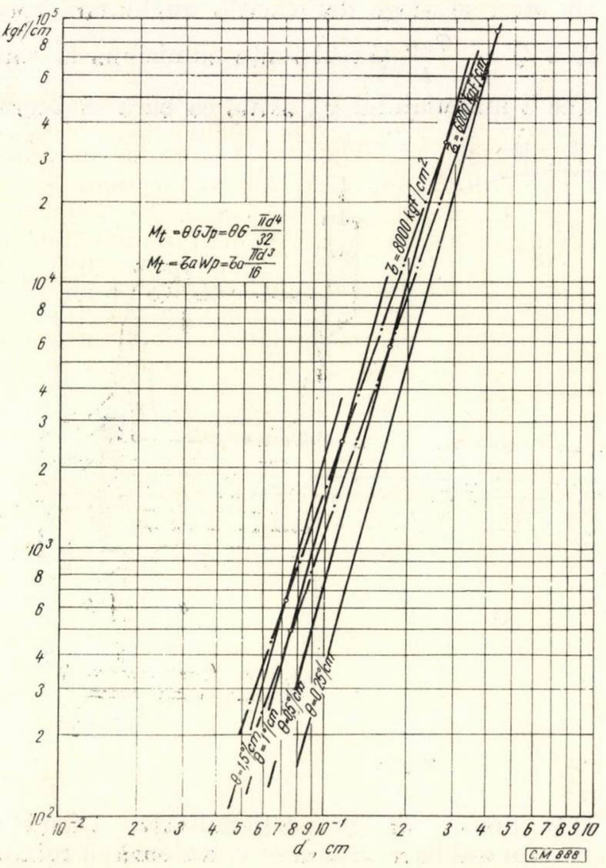


Fig. 2

Stabilirea limitei inferioare de măsurare. Întrucît deformarea la torsiune φ este proporțională cu momentul transmis M, eroarea relativă făptuită la citirea deformației va fi egală cu eroarea relativă ce afectează măsurarea momentului:

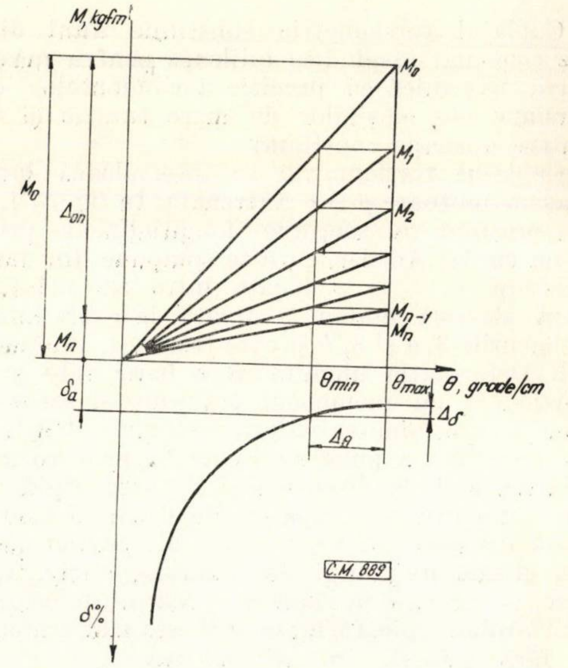


Fig. 3

$$\pm\, \delta = \pm \frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \pm \frac{\Delta\theta}{\theta} = \pm \frac{\Delta M}{M}. \tag{5}$$

Dacă se impune precizia aparatului, prin adoptarea unei erori relative maxime admise $\pm\,\delta_a$, o singură bară etalon se va putea utiliza în domeniul de deformații:

$$D\varphi = \varphi_{min} \div \varphi_{max}, \tag{6}$$

care corespunde domeniului de erori relative:

$$D_\delta = \pm\,(\delta_a \div \delta_{min}). \tag{7}$$

Pentru cazul utilizării a n bare etalon, din figura 3 se stabilește șirul de rapoarte egale:

$$\frac{M_0}{M_1} = \frac{M_1}{M_2} = \ldots = \frac{M_{n-1}}{M_n} = \frac{\theta_{max}}{\theta_{min}} = \frac{\varphi_{max}}{\varphi_{min}} = K, \tag{8}$$

de unde rezultă legătura între momentul maxim M_0 transmis de bara *1* și momentul minim M_n transmis de bara n:

$$\frac{M_0}{M_n} = K^n. \tag{9}$$

Diametrele celor n bare etalon și solicitările la care sînt supuse se pot determina în funcție de diametrul d_1 și solicitarea maximă τ_a, a primei bare etalon, din relația:

$$\frac{d_n}{d_1} = \frac{\tau_{a-1}}{\tau_a} = \frac{1}{K^{\frac{n-1}{4}}}. \tag{10}$$

Domeniile de măsurare ale barelor etalon formează o progresie geometrică descrescătoare cu rația $\frac{1}{K}$.

$$D_{Mn} = M_{n-1} - M_n = M^{\frac{k-1}{k^n}}. \tag{11}$$

De aici se observă că, respectînd condițiile de eroare relativă maximă, acoperirea domeniului de momente de la $M = M_0$ pînă la $M = 0$ este imposibilă din punct de vedere practic, fiind necesare o infinitate de bare etalon utilizate nerațional. Din această cauză se impune limitarea inferioară a domeniului de măsurare pentru un cuplaj, realizată prin alegerea unui număr de circa 3–5 bare etalon (în funcție de valoarea raportului $K = \frac{\varphi_{max}}{\varphi_{min}}$).

Din relația (9) se deduce:

$$M_{min} = M_n = M_0 \left(\frac{1}{K^3} \div \frac{1}{K^5}\right). \tag{12}$$

Pentru cazul obișnuit, la indicarea stroboscopică a deformației unghiulare și prin utilizarea vernierului [1], precizia citirilor se ridică pentru întreaga scală la 0,1–0,15 °, deci eroarea absolută este $\Delta\varphi = \pm (0{,}1 \ldots 0{,}15\,°)$. Eroarea relativă minimă, corespunzătoare deformației unghiulare maxime, se obține înlocuind în expresia (5) valorile $\Delta\varphi = 0{,}15°$ și $\varphi_{max} = 30\,°$:

$$\pm\, \delta_{min}\,\% = \pm \frac{\Delta M}{M_{max}} = \pm \frac{\Delta\theta}{\theta_{max}} = \pm \frac{\Delta\varphi}{\varphi_{max}} = \pm$$

$$\pm \frac{0{,}15°}{30°} 100 = \pm\, 0{,}5\,\%.$$

Considerînd cuplajul în clasa întîi de precizie (prin echivalență cu instrumentele electrice de măsură cu citire directă), se impune eroarea relativă maximă admisibilă $\pm\, \delta_a = \pm\, 1\%$. Astfel, o bară etalon va trebui să fie utilizată, conform relației (6), în domeniul de deformații:

$$D\varphi = \varphi_{min} \ldots \varphi_{max} = 0{,}5\, \varphi_{max} \ldots \varphi_{max}.$$

După relația (8) rezultă $K = 2$.

Ținînd seamă de domeniul optim de măsurare $\frac{M_{max}}{M_{min}} = 8$ și de raportul $K = 2$, din relația (9) rezultă:

$$\frac{M_{max}}{M_{min}} = \frac{M_0}{M_3} = 2^3 = 8,$$

adică un număr de trei bare etalon este suficient pentru un cuplaj.

Concluzii. La cuplajele cu bare de torsiune și citire stroboscopică, măsurarea momentului este mărginită superior de limita de proporționalitate a materialului barei etalon și inferior de precizia de măsurare. De aceea, este rațional să se utilizeze, pentru domeniul de măsurare al cuplajului precis stabilit $\left(\frac{M_{max}}{M_{min}} = 8\right)$ și pentru eroarea relativă maximă admisibilă ($\pm\, 1\%$), un număr de maximum trei bare etalon.

BIBLIOGRAFIE

[1] Amsler. Torsions-Kraftmesser, 1500–0953.

[2] Amsler (Schaffhausen-Elveția). Dynamomètres de torsion Amsler avec dispositif de lecture stroboscopique.

CZ 621.822.5.004.64

Asupra efectului de pană termică la lagărele de alunecare

Mircea PASCOVICI

Posibilitatea obţinerii unui film de lubrifiant portant între două plăci paralele, lipsite de praguri pe cale hidrodinamică (eliminînd cazul lagărelor hidrostatice) este evidentă în măsura în care se ia în considerare variaţia viscozităţii şi a densităţii lubrifiantului cu temperatura; temperatura fiind variabilă în lungul şi în latul filmului datorită degajării de căldură prin frecare.

Semnalarea acestei ,,portanţe pe cale termică" întîlnită în literatură adesea sub numele de pană termică, a fost făcută de H. T. Newbigin în 1914 şi de A. Fogg în 1946. O contribuţie însemnată a adus I. Young în 1962.

Majoritatea cercetătorilor au atacat această problemă, atît teoretic cît şi experimental, pentru cazul unui lagăr axial (cu segmentarea suprafeţei inelare prin canale radiale). La tratarea teoretică s-au admis ipotezele obişnuite pentru filmele subţiri portante; în plus s-a mai considerat: filmul de grosime constantă, viscozitatea variabilă (cu temperatura), densitatea variabilă (cu temperatura).

În aceste condiţii se dispune (în coordonate cilindrice) de următoarele ecuaţii:

— ecuaţia lui Reynolds:

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\gamma}{\eta}\cdot\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)+r\,\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\gamma}{\eta}\cdot r\cdot\frac{\partial p}{\partial r}\right)=\frac{6\omega r^2}{h^2}\cdot\frac{\partial\gamma}{\partial\theta}; \quad (1)$$

— ecuaţia de bilanţ energetic:

$$\gamma\cdot c_v\cdot\frac{1}{A}\left[\left(\frac{\omega h}{2}-\frac{1}{r^2}\cdot\frac{h^3}{12\eta}\cdot\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)\frac{\partial t}{\partial\theta}-\frac{h^3}{12\eta}\cdot\frac{\partial p}{\partial r}\cdot\frac{\partial t}{\partial r}\right]=$$

$$=\frac{\omega^2 r^2\eta}{h}+\frac{\omega h}{2}\cdot\frac{\partial p}{\partial\theta}; \quad (2)$$

— ecuaţia de variaţie a greutăţii specifice (densităţii) cu temperatura:

$$\gamma=\gamma_0\,(1-\lambda t) \quad (3)$$

şi ecuaţia de variaţie a viscozităţii dinamice cu temperatura:

$$\eta=B\cdot t^{-m}\ \text{sau}\ \eta=\eta_0\cdot e^{-\beta t}, \quad (4)$$

în care:

p este presiunea;
t — temperatura;
γ — greutatea specifică;
η — viscozitatea dinamică;
h — grosimea filmului;
A — echivalentul caloric al lucrului mecanic;
c_v — căldura specifică (la volum constant);
λ — coeficientul de variaţie al greutăţii specifice cu temperatura;
β — coeficientul de variaţie al viscozităţii dinamice cu temperatura;
r — variabila radială;
ω — viteza unghiulară;
α — coeficientul global de transfer de căldură;

$$B=\eta_0\cdot t_0^m.$$

Condiţiile la limită sînt:

$$z=0;\ V_r=0;\ V_\theta=\omega\cdot r;$$

$$z=h;\ V_r=0;\ V_\theta=0.$$

Rezolvarea simultană a acestor patru ecuaţii este foarte dificilă, de aceea nu există încă o soluţie analitică generală a distribuţiei de temperaturi şi de presiuni, în literatură întîlnindu-se mai multe soluţii de rezolvare.

Astfel, rezolvarea prin metoda aproximaţiilor succesive este utilizabilă pentru cazuri concrete, întîlnită la [1], [2], [3]. Se menţionează că Raimondi o face într-un caz mai general, adică admite un film de grosime variabilă (plăci înclinate $L/B=1$; L fiind lungimea lagărului), din care cazul plăcilor paralele rezultă ca un caz particular.

Rezolvarea analitică dată de I. Young [1] mai introduce unele simplificări ale problemei, şi anume:

— viscozitatea cinematică constantă $\frac{\eta}{\rho}=c$, deci dependenţă liniară între viscozitate şi densitate, care, deşi nejustificată fizic, duce la soluţii foarte apropiate de prima metodă în special pentru capacitatea portantă;

— neglijarea variaţiei temperaturii pe direcţie radială;

— variaţia liniară a temperaturii în direcţie circumferinţială.

O altă soluţie ar fi rezolvarea cazului filmului de lăţime infinită după [1]. În cazul filmului de lăţime infinită, ecuaţiile (1) şi (2), scrise în coordonate carteziene (cu condiţiile la limită $z=0$; $V_x=U$; $z=h$; $V_x=0$), integrate după x de la 0 la h, devin ecuaţiile (5) şi (6) după unele transformări şi simplificări:

$$\frac{dp}{dx}=\frac{6\eta\,U}{h^2}\left(1-\frac{\gamma_m}{\gamma}\right), \quad (5)$$

$$\frac{dt}{dx}=\frac{2A\eta\,U}{h^2c_v\gamma_m}\left[1+3\left(1-\frac{\gamma_m}{\gamma}\right)^2\right], \quad (6)$$

unde indicele m indică locul unde presiunea atinge valoarea maximă.

Considerînd :

$$\frac{\gamma_m}{\gamma} = \frac{1-\lambda t_m}{1-\lambda t} \approx 1,$$

datorită valorii mici a lui $\lambda \approx 10^{-4}$ se obţine :

$$t = \frac{1}{\beta}\ln\left(Gx+1\right); \qquad G = \frac{2AU\eta_0\beta}{h^2 c_v \gamma_m}. \tag{7}$$

În ipoteza că $(1-\lambda t) \approx 1$, respectiv $\lambda t \approx 0$, din (5) şi (7) cu considerarea ecuaţiei (4) sub forma $\eta = \eta_0 \cdot e^{-\beta t}$ rezultă :

$$p = p_m - \frac{3}{4}\lambda \cdot c_v \frac{1}{A}\gamma_m\left(t - t_m\right)^2 \cdot \tag{8}$$

Ecuaţia (8) arată modul de generare a presiunii hidrodinamice în interiorul filmului. Datorită cîmpului de temperaturi se poate vorbi de variaţia viscozităţii şi densităţii lubrifiantului, ceea ce va duce în ultimă instanţă la apariţia unui cîmp de presiuni.

Condiţiile la limită fiind :

$$\begin{cases} x = 0;\ p = 0;\ t = t_0 \\ x = L;\ p = 0;\ t = t_L \end{cases}$$

şi

$$\eta = \eta_1 \cdot e^{-\beta t}, \tag{9}$$

se obţine :

$$\begin{cases} t_L = \dfrac{1}{\beta}\ln\left(GL + e^{\beta \cdot t_0}\right) \\ t_m = \dfrac{t_0 + t_L}{2} \\ p_m = \dfrac{3}{4}\lambda \cdot c_v \cdot \dfrac{1}{A}\gamma_m \cdot t_m^5 \cdot \end{cases} \tag{10}$$

Dacă se convine că la :

$$x = 0, \quad p = 0, \quad t = 0, \quad \eta = \eta_0 \cdot e^{-\beta t}, \tag{9'}$$

se obţine :

$$\begin{cases} t_L = \dfrac{1}{\beta}\ln\left(GL + 1\right) \\ t_m = \dfrac{t_L}{2} \\ p_m = \dfrac{3}{4}\lambda \cdot c_v \cdot \dfrac{1}{A}\gamma_m \cdot t_m^2. \end{cases} \tag{10'}$$

Din punctul de vedere al calculului concret, schema de calcul ar fi următoarea :

$$\begin{tikzcd}
t_{Limpus} \arrow[r] & t_m \arrow[rr] \arrow[dr] & & p_m \arrow[r] & p \\
 & & \gamma_m \arrow[ur] \arrow[dr] & & \\
 & & & G \arrow[r] & t
\end{tikzcd}$$

În cazul folosirii legii $\eta = B \cdot (t - t_p)^{-m}$ pentru variaţia viscozităţii cu temperatura, făcînd aceleaşi simplificări, devine posibilă luarea în considerare a transferului de căldură la pereţi, a căror temperatură este considerată constantă t_p.

Ecuaţiile caracteristice sînt (5) şi 6). Ecuaţia (6) este modificată în (6') prin adăugarea unui termen care ţine seamă de transferul de căldură (ecuaţia de bilanţ termic este scrisă înaintea înlocuirii lui $\frac{dp}{dx}$ din ecuaţia lui Reynolds) :

$$\gamma \cdot c_v \cdot \frac{1}{A}\left[\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dx}\right]\frac{dt}{dx} = \frac{h^3}{12\eta}\left(\frac{dp}{dx}\right)^2 + \frac{U^2\eta}{h} - \frac{\alpha}{A}\left(t - t_0\right) \tag{6'}$$

Notînd cu :

$$C = \frac{\alpha}{\gamma_m c_v} \quad \text{şi} \quad E = \frac{2AUB}{h^2 c_v \gamma_m},$$

ecuaţia de temperaturi va fi:

$$t = t_p \pm \left\{\frac{1}{C}\{\left[C(t_0 - t_p)^{m+1} - E\right]e^{-xC(m+1)} + E\}\right\}^{\frac{1}{m+1}} \tag{7'}$$

Se adoptă semnele + sau − în funcţie de $t > t_p$ sau $t < t_p$, pentru peretele opac $C = 0$, găsind :

$$t = t_0 + \left[E(m+1)x\right]^{\frac{1}{m+1}}. \tag{7''}$$

Ecuaţia de presiuni (8) rămîne aceeaşi.

Pentru aceleaşi condiţii la limită (9) se obţine :

$$\begin{cases} t_L = t_0 + \left[E(m+1)L\right]^{\frac{1}{m+1}} \\ t_m = \dfrac{t_0 + t_L}{2} \\ p_m = \dfrac{3}{4}\lambda \cdot c_v \cdot \dfrac{1}{A}\gamma_m\left(t_0 - t_m\right)^2, \end{cases} \tag{10''}$$

Analizînd ecuaţia (7') se poate vedea influenţa transferului de căldură asupra cîmpului de temperaturi, respectiv asupra cîmpului de presiuni.

În figura 2 se reprezintă, comparativ şi calitativ, distribuţia de temperaturi în lungul plăcii, în cazul considerării transferului de căldură prin pereţi şi în cel al neglijării acestui transfer.

În ultimul caz, creşterea temperaturii este aproximativ constantă, atingînd temperatura de ieşire t_{L1}. În măsura în care s-a considerat transferul de căldură, în ipoteza că temperatura pereților t_p ar fi constantă și de o valoare mai mică decît t_{L1} se observă :

— o creștere neuniformă a temperaturii în lungul filmului ;

— o pantă mai accentuată la început, cînd transferul de căldură se face dinspre peretele mai cald spre ulei ;

— o pantă mai redusă pe măsură ce temperatura uleiului se apropie și depășește temperatura peretelui, sensul transferului de căldură schimbîndu-se, și anume dinspre ulei spre perete ;

— temperatura de ieșire a uleiului t_{L2} este mai mică decît temperatura uleiului în cazul neconsiderării acestui transfer.

Avînd legea de variație a presiunilor se poate trece la calculul capacității portante [1], [2], [3].

Rezultatele teoretice privind variația circumferințială a temperaturii și presiunii pentru un segment de lagăr axial [1] sînt date în figura 1.

Distribuția de temperaturi în cazul filmului infinit lat nu diferă mult față de cea a filmului de lățime finită. Este indicat deci a se calcula variația de temperatură în direcția mișcării cu formula stabilită pentru filmul infinit lat. Nu același lucru se poate spune despre distribuția de presiuni ; se poate observa o scădere însemnată a presiunii maxime în cazul plăcii de lățime finită față de placa de lățime infinită, ceea ce apare evident.

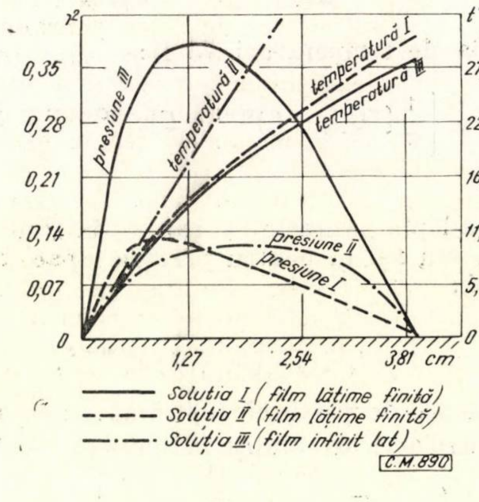


Fig. 1

Distribuția de temperaturi, măsurată de același autor [1], este diferită atît ca alură cît și valoric față de distribuția teoretică, în cazul neluării în considerare a transferului de căldură către și de la pereți. În schimb, această distribuție măsurată se apropie de alura probabilă a repartiției de temperaturi în cazul considerării transferului de căldură (fig. 2, t_p — temperatura peretelui), apărînd astfel o explicație parțială a neconcordanței susmenționate.

Aceleași distribuții de temperaturi și presiuni, calculate [3] pentru plăci dreptunghiulare (pătrate), dau aluri similare cu cele din figura 1.

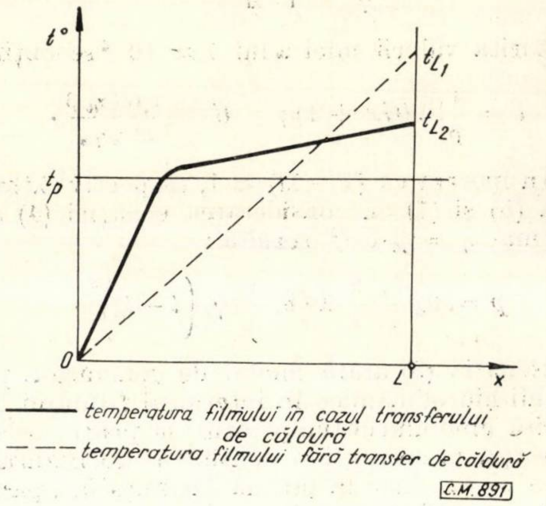


Fig. 2

Deosebit de interesantă este comparația acestor distribuții de presiuni obținute pentru plăci paralele cu aceleași distribuții pentru plăci înclinate $\left(\text{cu panta } a = \frac{h_1}{h_2} = 4\right)$, menținînd constant restul parametrilor. Valoarea presiunilor obținute pe calea penei termice este mult mai mică, în timp ce valoarea temperaturii pentru presiuni similare este mult mai mare.

În privința determinărilor experimentale, se menționează că cele mai însemnate determinări au fost efectuate de I. Young și I. G. Currie, în special în ceea ce privește variația capacității portante în funcție de diverșii parametri ai lagărului.

Reprezentarea dependenței capacității portante W de diverșii parametri ai lagărului respectiv (turația n, temperatura de intrare

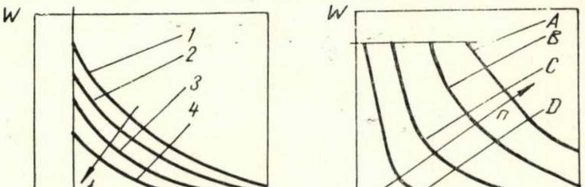


Fig. 3

t_0, temperatura maximă (la ieșire) t_L și grosimea filmului de lubrifiant h) este prezentată conform lucrării [2], considerînd a fi mai concludentă.

În figura 3 se vede clar creșterea capacității portante în cazul unei temperaturi maxime impuse (t_L = 149 °C) cu micşorarea temperaturii de intrare, cu micşorarea lui h şi cu creşterea turației (fig. 3, *a* : 1–21,1 °C ; 2–26,7°C ; 3–37,8°C ; 4–48,9 °C ; fig. 3, *b* : *A*–50 000 rot/min ; *B* – 20 000 rot/min ; *C* – 5 000 rot/min ; *D*–1 000 rot/min).

Experimentările (ca şi calculele teoretice numerice) au fost efectuate pentru un lagăr axial cu dimensiunile d_i = 17,9 mm ; d_e = = 76,2 mm. Abaterea de neplaneitate şi neparalelism nu a depăşit 0,0025 mm, iar înălțimea microneregularităților nu a depăşit 0,0003 mm. Încărcarea s-a făcut hidraulic, turația a variat între 11 000 şi 26 000 rot/min ; s-au încercat lagăre cu 3, 4 şi 6 sectoare. Presiunea uleiului la alimentare a fost p_a = 0,176 kgf/cm^2.

Rezultatele experimentale, prezentate comparativ cu cele teoretice, sînt date în figura 4. Totodată în figura 4 [*1*–capacitatea portantă (experimental) ; *2* – coeficient de frecare (experimental) ; *3* – capacitate portantă (teoretic) ; *4* – capacitate portantă (lagăr cu sectoare oscilante)] s-a reprezentat şi capacitatea portantă a unui lagăr cu sectoare oscilante funcție de aceiaşi parametri. Se constată :

— creşterea mai puternică a capacității portante la micşorarea lui h decît cea prevăzută teoretic (probabil datorită deformațiilor termice) ;

— creşterea însemnată a capacității portante în zona grosimilor mici ;

— lagărul cu patru sectoare ar fi optim considerînd capacitatea portantă şi coeficientul de frecare ;

— rolul important al etanşărilor laterale, toate determinate experimental, se referă la cazul cu etanşare ; în lipsa etanşărilor funcționarea lagărului este însoțită de oscilații ale grosimii filmului de lubrifiant de ordinul a 10%, ceea ce atrage oscilația temperaturii uleiului la ieşire ;

— capacitatea portantă mult mai mică a lagărului cu pană termică față de cel cu sectoare oscilante (I. Young indică p_{max} = 5 kgf/cm^2 la t_{max} = 65 °C şi h = 12,7 μm) ; presiuni medii rezonabile se obțin la temperaturi maxime de ordinul t_{max} = 150 °C şi h = 1...5 μm (în [4] se indică pentru proiectarea lagărelor bazate pe pană termică presiuni medii admisibile p_m = 5 kgf/cm^2) ;

— rolul limitativ al temperaturii maxime, adică temperatura maximă admisibilă se atinge mai repede decît grosimea minimă admisibilă.

În concluzie, folosirea lagărelor bazate pe efectul de pană termică este limitată de condițiile necesare privitoare la netezimea suprafețelor, perpendicularitatea suprafețelor față de axa de rotație (paralelismul suprafețelor). De asemenea, valoarea mare pe care trebuie să o atingă temperatura maximă a uleiului, pentru obținerea unor presiuni medii curente la celelalte lagăre, sînt tot în detrimentul folosirii acestui efect.

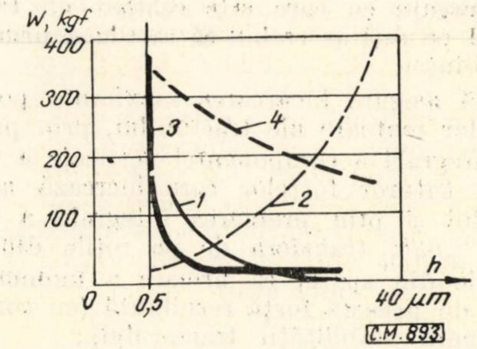


Fig. 4

Folosirea însă a unor uleiuri cu caracteristici speciale, anume cu o mică variație a viscozității cu temperatura şi o bună rezistență la temperaturi mari, simultan cu îmbunătățirea lagărului în ce priveşte transferul de căldură, ar putea determina trecerea acestor lagăre din etapa de laborator în etapa de utilizare industrială.

BIBLIOGRAFIE

[1] Young, *I.* The Thermal Wedge Effect in Hydrodinamic Lubrication. În : Engineering Journal vol. **45**, nr. 3. 1962.

[2] *Currie, I. G., Brockley, C. A. şi Dvorak, F. A.* Thermal Wedge Lubrication of Paralel Surface Thrust Bearings. În : Trans. ASME, nr. 4, 1965, p. 823–830.

[3] *Raimondi, A. A.* An Adiabatic Solution for the Finite Slider Bearing (L/B=1). În : ASLE Trans. nr. 3, 1966. p. 283–298.
mația nr. 21, 1967).

[4] *Rippel Harry, C.* Simplified Design of Thrust Bearings. În : Mach. Design., nr. 20, 21, 1966.

CZ 629.114.2–883 : 631.312.4.072.1

Asupra unor sisteme de agregare tractor-plug

Chiriac VASILIU şi Lucian NEGUŢ

Datorită interacţiunii complexe dintre plug şi tractor din timpul lucrului [1], mecanismul de agregare cu care este echipat un tractor agricol pe roţi ar trebui să satisfacă următoarele cerinţe :

— să asigure încărcarea maximum posibilă a roţilor motoare ale tractorului, prin preluarea integrală a componentei verticale a rezultantei tuturor forţelor care lucrează asupra plugului şi prin preluarea integrală a forţei ce se poate transfera de pe roţile din faţă pe cele din spate, ca urmare a momentului creat de această forţă rezultantă (cu condiţia menţinerii stabilităţii tractorului) ;

— să asigure menţinerea valorii maximum posibile a încărcării roţilor motoare în cazul existenţei denivelărilor de teren ;

— să asigure menţinerea constantă a adîncimii de lucru a plugului, neglijînd denivelările accidentale şi copiind terenul în cazul denivelărilor mai mari de teren ;

— să asigure mărirea suplimentară a forţei de aderenţă la roţile motoare, în situaţiile în care rezistenţele la înaintare sau alte cauze ar conduce la o patinare prea mare a acestora ; datorită caracterului neprevăzut al apariţiei şi ca urmare a frecvenţei acestor situaţii, mărirea suplimentară a aderenţei trebuie să se facă fără intervenţia tractoristului ;

— să asigure angajarea în sol a plugului cu o viteză cît mai mare, la oricare din adîncimile de lucru ;

— să permită — în limitele agrotehnice — reglarea continuă a adîncimii de lucru a plugului ;

— să asigure condiţii uşoare de exploatare (manevre puţine şi simple).

Satisfacerea integrală a tuturor acestor condiţii ar conduce la un sistem de agregare capabil să asigure o productivitate maximă a agregatului, o calitate optimă a lucrului executat şi o solicitare minimă a tractoristului.

Soluţiile constructive folosite la majoritatea tractoarelor agricole moderne urmăresc satisfacerea acestor cerinţe. În ceea ce priveşte măsura în care condiţiile sînt îndeplinite, cum şi principiul funcţional sau soluţia constructivă aleasă, acestea sînt foarte diferite ; se poate afirma că fiecare tip de tractor este echipat cu un sistem propriu de suspendare.

Se vor analiza în continuare cîteva soluţii constructive mai reprezentative şi se vor prezenta cîteva concluzii importante.

Instalaţia hidraulică IH–1, cu care sînt echipate tractoarele româneşti de 45 şi 65 CP (fig. 1). Aceasta este prevăzută cu o pompă cu două roţi dinţate *1*, cuplată permanent la motorul tractorului, care asigură uleiul din rezervor prin intermediul filtrului *2* şi îl pompează în distribuitorul hidraulic *3*, care are 3 secţii cu 4 poziţii de comandă pentru fiecare secţie (neutru, ridicare, coborîre şi flotant).

Cînd manetele se găsesc în poziţiile „neutru" sau „flotant", uleiul debitat de pompă este trimis prin distribuitor înapoi la rezervor. Dacă una din manete este pusă în poziţia „ridicat" sau „coborît", pistonul cilindrului de forţă se va deplasa pînă la terminarea cursei, după care maneta revine automat în poziţie neutră.

Această construcţie permite lucrul în agregat cu plugurile numai în poziţia „flotant", plugul urmînd să fie prevăzut cu un organ propriu pentru reglarea şi păstrarea adîncimii de lucru (roată laterală).

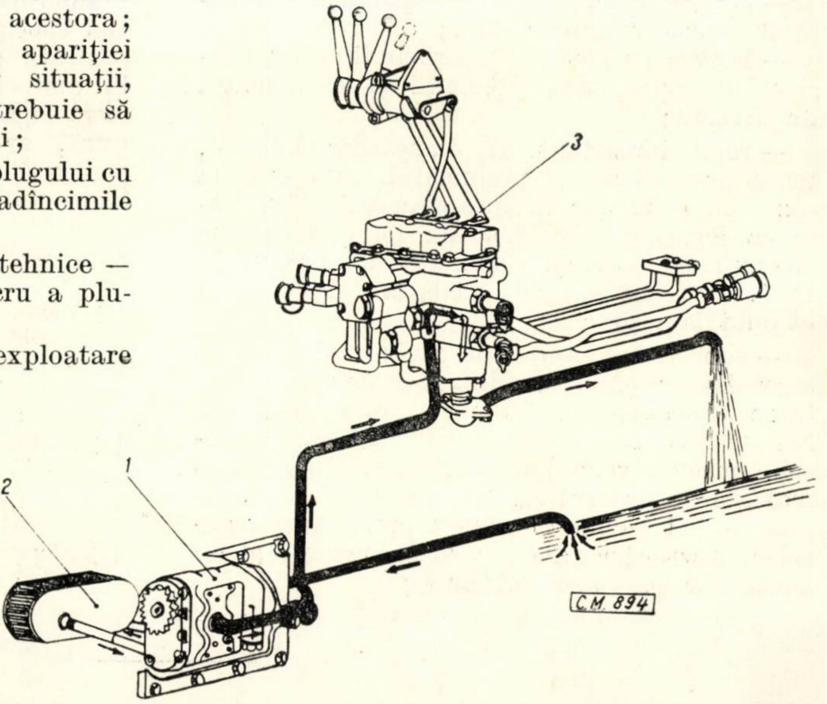


Fig. 1. Instalaţia hidraulică a tractorului U–650.

Analiza felului și măsurii în care sînt satisfăcute condițiile enunțate mai sus conduce la următoarele concluzii :

— din punct de vedere al efectului de încărcare a roților motoare, sistemul reprezintă soluția cea mai defavorabilă ;

— ca urmare a faptului că centrul virtual de tracțiune se păstrează apropiat de poziția care conduce la valoarea maximă a reacțiunii pe roțile motoare, nu apar variații substanțiale de încărcare a acestor roți ca în cazul plugului purtat [1] ; această particularitate are o influență favorabilă numai pe terenurile puternic denivelate ;

— din punct de vedere al insensibilității față de denivelările care nu trebuie sesizate de plug, sistemul se situează între plugul cu roată posterioară și cel purtat propriu-zis ; sistemul este superior din punct de vedere al menținerii constante a adîncimii de lucru în cazul terenului cu denivelări care ar trebui copiate ;

— sistemul nu este prevăzut cu așa-zisul „reglaj de forță", astfel încît în situațiile în care patinarea crește exagerat, tractoristul trebuie să intervină manual ; din acest punct de vedere sistemul este net inferior sistemelor prevăzute cu reglaj automat de forță ;

— ca urmare a plasării centrului virtual de tracțiune sus, pentru a asigura o forță cît mai mică (maximum 150 kgf) pe roata laterală a plugului și deci o încărcare cît mai mare a roților motoare ale tractorului, condițiile de angajare ale plugului sînt cele mai defavorabile, deoarece cuplul de angajare este cu atît mai mic cu cît reacțiunea pe roata de copiere este mai mică ;

— reglajul adîncimii arăturii se execută manual prin intermediul roții de sprijin, cu care plugul trebuie să fie prevăzut.

Sistemul Ferguson cunoscut și aplicat în U.R.S.S. și apoi la noi sub denumirea de NS—37.

Schema de principiu a acestui tip de instalație este dată în figura 2.

În poziție neutră (fig. 2, *a*) sertărașul *9* determină închiderea comunicației dintre rezervorul *7* și pompa *10*, precum și a comunicației dintre cilindrul de forță și rezervor. Pistonul *8* este deci menținut într-o poziție precisă (deci și pîrghia *3* și brațul *2*).

La coborîrea brațului *2* (fig. 2, *b*) pîrghia de comandă se va roti la stînga. Pîrghia *5* va fi rotită de excentricul *1*, în jurul axului *A* și va apăsa spre dreapta, prin punctul *D*, pîrghia *6* (resortul *12* menține pîrghia *6* cu opritorul limitat în punctul *B*), astfel încît sertărașul *9* va fi deplasat la dreapta, uleiul din cilindrul de forță va fi apăsat de piston și trimis în rezervor.

Pistonul *8* se deplasează astfel la stînga, respectiv brațul *2* coboară atît de mult plugul, pînă cînd forța din tirantul central comprimă atît de mult resortul *13* încît tija de comandă *4* rotește pîrghiile *5* și *6*, spre stînga, în jurul punctului *E*, pînă cînd sertărașul *9* oprește scurgerea uleiului din cilindrul de forță *11* și plugul rămîne la adîncimea atinsă, dacă rezistența solului nu se schimbă.

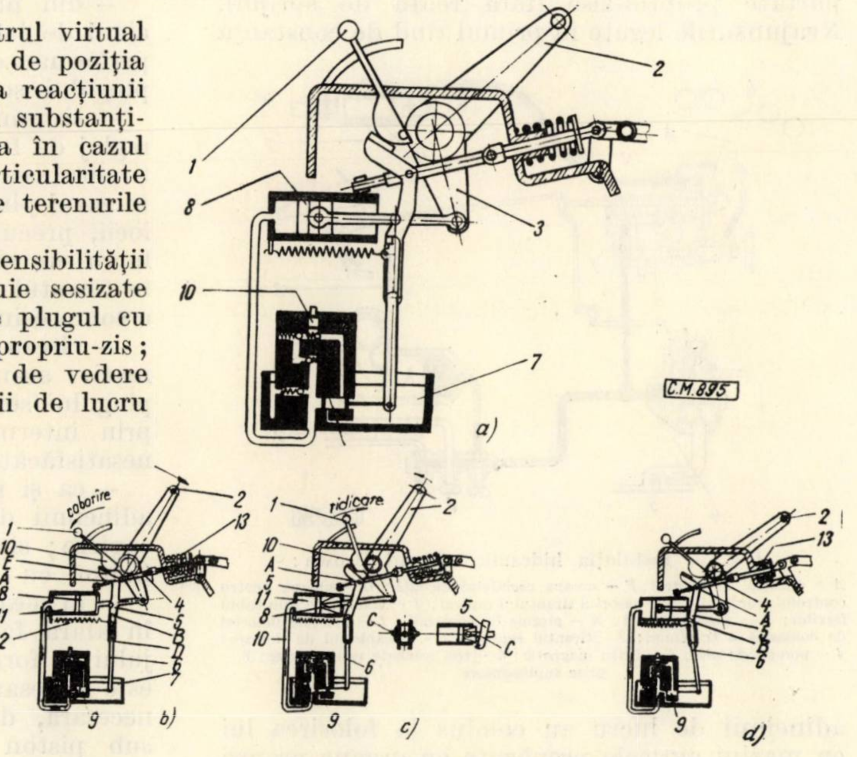


Fig. 2. Ridicătorul hidraulic Ferguson.

La ridicarea plugului (fig. 2, *c*) maneta 1 se va roti spre dreapta. Pîrghiile *5* și *6* se rotesc în jurul punctului *A* și sertărașul *9* deschide accesul uleiului spre pompa *10*. Uleiul — sub presiune — pătrunde în cilindrul de forță *11*, deplasează pistonul *8* spre dreapta și ridică plugul prin intermediul brațului *2*. Deplasarea pistonului spre dreapta continuă pînă cînd opritorul *C* deplasează pîrghiile *5* și *6* spre dreapta, sertărașul *9* fiind adus în poziție neutră.

În eventualitatea că plugul întîlnește — la un moment dat — o rezistență exagerată, resortul *13* (fig. 2, *d*) va fi puternic comprimat determinînd deplasarea pîrghiilor *5* și *6* spre stînga în jurul punctului *A*, pînă cînd întîlnesc cilindrul de forță în punctul *B*, care devine centru de rotație al pîrghiilor *5*, *6* și determină deplasarea sertărașului *9* spre dreapta, uleiul din cilindrul de forță putînd trece spre rezervor. Ca urmare a acestui lucru, încărcarea roților motoare ale tractorului din cauza plugului dispare și acestea încep să patineze; în această situație sistemul joacă rol de dispozitiv de siguranță împotriva sarcinilor exagerat de mari.

Acest sistem permite agregarea plugurilor purtate propriu-zise (fără roată de sprijin). Neajunsurile legate în primul rînd de constanța adîncimii de lucru au condus la folosirea lui cu mașini agricole prevăzute cu organe proprii pentru reglarea adîncimii, adică la o combinație a sistemului semipurtat și purtat. Pe de altă parte necesitatea realizării unei universalizări a instalației hidraulice a condus la apariția unor variante îmbunătățite de instalații hidraulice.

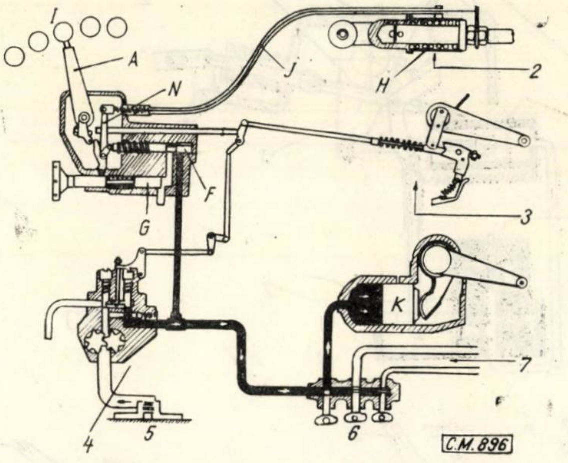


Fig. 3. Instalația hidraulică David Brown:

A – manetă de control; *F* – supapa reglajului de față: *G* – supapa pentru controlul tracțiunii; *H* – resortul tirantului central; *I* – transmisie prin cablu flexibil; *K* – piston flotant; *N* – pîrghie de comandă; *1* – pozițiile manetei de comandă a tracțiunii; *2* – tirantul central; *3* – mecanismul de ridicare; *4* – pompă de ulei; *5* – filtru magnetic; *6* – trei robinete pentru prize; *7* – prize suplimentare.

Sistemul David Brown (fig. 3) reprezintă o perfecționare a sistemului Ferguson, putîndu-se lucra cu pluguri sau mașini agricole prevăzute sau nu cu roată de sprijin. În cazul folosirii unei roți de sprijin (plugul fiind deci semipurtat), se creează sub pistonul cilindrului de forță o presiune prin care se echilibrează o bună parte din componenta verticală a rezultantei forțelor de rezistență ale plugului, obținîndu-se în acest fel o încărcare suplimentară a roților tractorului. Instalația permite și folosirea unui reglaj de forță, semnalul fiind preluat de la tirantul central al ridicătorului hidraulic.

Analizînd modul în care sînt satisfăcute condițiile enunțate, se constată următoarele:

— din punct de vedere al condiției privind încărcarea roților motoare, sistemul se situează între plugul semipurtat cu roată laterală și cel purtat propriu-zis, dar mai aproape de primul, ca urmare a existenței condiției ca pe roata de sprijin a plugului să existe o forță de circa 150 kgf;

— în cazul denivelărilor de teren, sistemul se comportă cel mai bine, deoarece încărcarea roților va fi menținută aproape constantă prin existența presiunii permanente sub pistonul cilindrului de forță;

— din punct de vedere al respectării adîncimii de lucru sistemul oferă aproape aceleași performanțe ca și instalația IH—1, deci similar plugului semipurtat cu roată laterală;

— sistemul funcționează și în varianta „cu reglaj de forță", pe baza impulsurilor date de tirantul central al mecanismului de suspendare; în cazul plugurilor pentru soluri ușoare și mijlocii, precum și în cazul adîncimilor mici de lucru sau al plugurilor grele, cu multe trupițe, în tirantul central apare o întindere în loc de o compresiune și deci sistemul nu va funcționa;

— viteza de angajare în sol va fi aproximativ asemănătoare vitezei de angajare a plugului semipurtat cu roată laterală, agregat prin intermediul unei instalații IH—1, deci nesatisfăcătoare;

— ca și în cazul instalației IH—1, reglarea adîncimii de lucru se execută prin roata de copiere; sistemul nu este prevăzut cu distribuitor cu reglaj al poziției;

— în ceea ce privește condițiile de exploatare, în afara faptului că pentru adaptarea reglajului de forță la caracteristicile plugului folosit este necesară reglarea resortului *H*, mai este necesară, de asemenea, reglarea presiunii de sub piston prin mînerul *A*, pentru fiecare situație ce se ivește în timpul lucrului.

Sistemul MTZ (fig. 4), aplicat — începînd din 1962 — pe tractoarele MTZ de 55 CP, realizează numai prima funcțiune a sistemului David Brown, în sensul că este prevăzut cu un regulator *1* al presiunii de sub pistonul cilindrului de forță *2*, prin care aceasta este mărită pînă la preluarea unei părți cît mai mari din componenta verticală a forței rezultante de la plug, menținerea adîncimii de lucru făcîndu-se totuși prin roata laterală de sprijin. Pentru a permite oscilațiile ridicătorului datorită denivelărilor terenului, paralel cu cilindrul de forță a fost montat un acumulator hidraulic *3*, care permite copierea denivelărilor mici, cu menținerea aproximativ constantă a

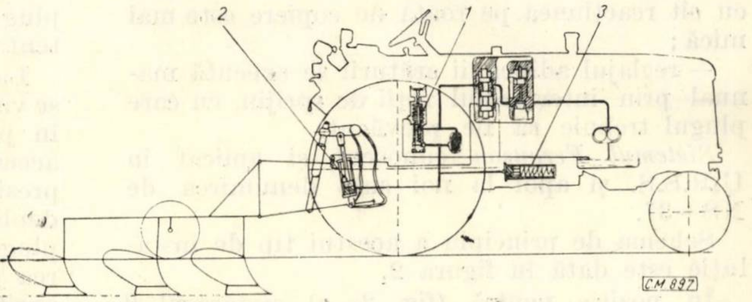


Fig. 4. Instalația hidraulică MTZ.

presiunii de sub piston. După cum se vede (fig. 4), regulatorul şi acumulatorul hidraulic se montează pe tractor ca anexe ale instalaţiei hidraulice IH—1.

În ceea ce priveşte satisfacerea condiţiilor de agregare, se pot arăta următoarele:

— încărcarea roţilor motoare ale tractorului este numai parţial satisfăcută, ca şi la sistemul David Brown; pentru aceasta s-a folosit un sistem automat de cuplare a pompei la circuitul hidraulic al mecanismului de suspendare, astfel încît pompa nu va trebui să funcţioneze în permanenţă la presiunea din acest circuit, ci numai din cînd în cînd pentru compensarea pierderilor; sistemul este totuşi foarte complex şi pretenţios în exploatare, iar presiunea de funcţionare a pompei în gol este ridicată (6...10 at);

— condiţia menţinerii constante a presiunii este integral satisfăcută;

— menţinerea constantă a adîncimii de lucru a plugului nu este integral satisfăcută, situaţia fiind inferioară sistemului IH—1 şi identică cu a sistemului David Brown;

— sistemul nu este prevăzut cu reglaj de forţă;

— tendinţa de angajare este aproape identică cu a sistemului IH—1;

— reglarea adîncimii de lucru se realizează prin roata de sprijin a plugului;

— din punct de vedere al condiţiilor de exploatare, sistemul este complicat, presupunînd două manevre suplimentare, comparativ cu sistemul IH—1 (cuplarea regulatorului la începutul brazdei şi reglarea presiunii).

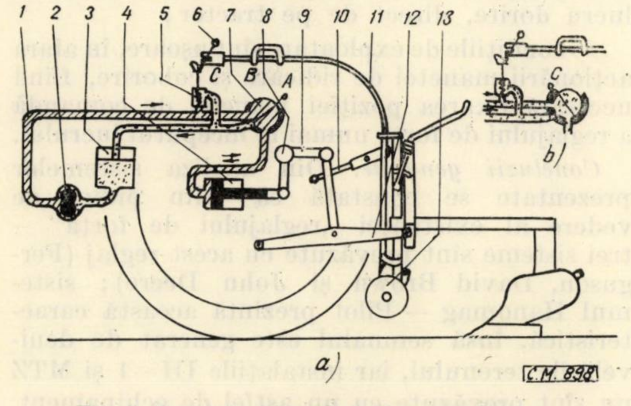


Fig. 5. Instalaţia hidraulică Hanomag-Pilot:

1 — circuitul de presiune; *2* — pompă hidraulică; *3* — rezervor; *4* — cilindru de forţă; *5* — supapa de siguranţă şi ventilul de reglaj; *6* — mîner pentru reglarea ventilului pilot; *7* — manetă pentru reglaj de forţă cu dispozitiv de comandă (*A* — ridicare; *B* — neutru; *C* — coborîre); *8* — axul cu braţe; *9* — braţ de ridicare; *10* — tirant central; *11* — cablu tip Bowden; *12* — tiranţi inferiori; *13* — roată de palpare în poziţia: *a*) cu efect asupra poziţiei plugului (ventilul *5* se deschide la presiune mică); *b*) cu efect pentru angajare rapidă (ventilul *5* scos din funcţiune).

Sistemul Hanomag — Pilot (fig. 5) presupune existenţa pe plug a unei roţi de copiere, care — însă — are rol de palpator, determinînd adîncimea de lucru prin intermediul ridicătorului hidraulic. Semnalul este transmis prin cablu Bowden la ventilul ce comandă debitul pompei, fie spre rezervor, fie spre cilindrul de forţă. Prin aceasta, poziţia şi deci adîncimea plugului, presiunea de sub piston şi implicit încărcarea roţilor motoare ale tractorului vor fi influenţate de denivelările de teren.

Referitor la condiţiile de agregare se remarcă următoarele;

— încărcarea roţilor motoare este foarte apropiată de cea maximum posibilă, întrucît dispozitivul pilot nu necesită decît un foarte mic efort pentru funcţionare, dar numai în situaţiile în care circuitul hidraulic de sub piston este blocat sau la comenzile de ridicare; atunci cînd roata pilot comandă deschiderea circuitului hidraulic de sub piston, pentru ca plugul să poată coborî faţă de tractor, roţile motoare ale acestuia sînt simţitor descărcate. Plugul este purtat dar denivelările negative (gropile) influenţează dublu presiunea de sub piston (o dată la trecerea roţilor motoare ale tractorului şi a doua oară la trecerea roţii de palpare);

— adîncimea de lucru este menţinută constantă, ca în cazul instalaţiei IH—1.

— sistemul nu este prevăzut cu reglaj de forţă, impulsurile de ridicare, cu majorarea corespunzătoare a forţei de tracţiune, fiind generate de denivelările terenului, nu de creşterea forţei de tracţiune; din această cauză, sistemul este inferior sistemelor bazate pe generatoare de semnale avînd ca parametru forţa de tracţiune;

— se asigură o viteză optimă de angajare;

— reglarea adîncimii de lucru se realizează prin mecanismul roţii de palpare;

— condiţiile de exploatare sînt similare cu cele de la sistemul IH—1.

Sistemul John Deere — Lanz reprezintă cea mai recentă soluţie de agregare, atît a plugurilor purtate, cît şi a celor semipurtate cu roată posterioară.

Sistemul se compune dintr-o instalaţie hidraulică cu două funcţiuni distincte: una universală, comandată de un distribuitor hidraulic cu două secţii şi patru posibilităţi de acţionare pentru fiecare secţie, şi una specială, destinată exclusiv comenzii ridicătorului şi plasată în imediata apropiere a axului cu braţe. Aceasta din urmă este prevăzută cu un distribuitor propriu cu reglaj de poziţie, comanda făcîndu-se prin cablu de tip Bowden. Ambele instalaţii sînt deservite de o pompă centrală, cu funcţionare automată intermitentă.

În figura 6 este redat principiul constructiv ce stă la baza „reglajului de forţă”. Impulsurile pentru comenzile de ridicare sînt preluate direct de la tiranţii inferiori *A*, prin intermediul jugului glisant *B*, al barei *C* şi al pîrghiei *D*. Prin maneta *E* se reglează măsura în care deplasările pîrghiei *D*, sub acţiunea efortului de tracţiune, sînt sesizate de sertăraşul distribuitorului cu reglaj de poziţie. Se pot obţine astfel trei situaţii: o sensibilitate mărită a ridicătorului la variaţiile efortului de tracţiune, astfel încît poziţia plugului, din punct de vedere al adîncimii de lucru, este de fapt determinată de valoarea forţei T (cu cît forţa creşte, cu atît adîncimea scade); o sensibilitate limitată a sistemului de ridicare faţă de variaţia efortului de tracţiune, limitarea fiind introdusă de însuşi reglajul de poziţie prin cama de pe axul cu braţe; reglajul de forţă este complet scos din funcţiune, ridicătorul fiind folosit numai cu funcţiunea de reglare a poziţiei plugului.

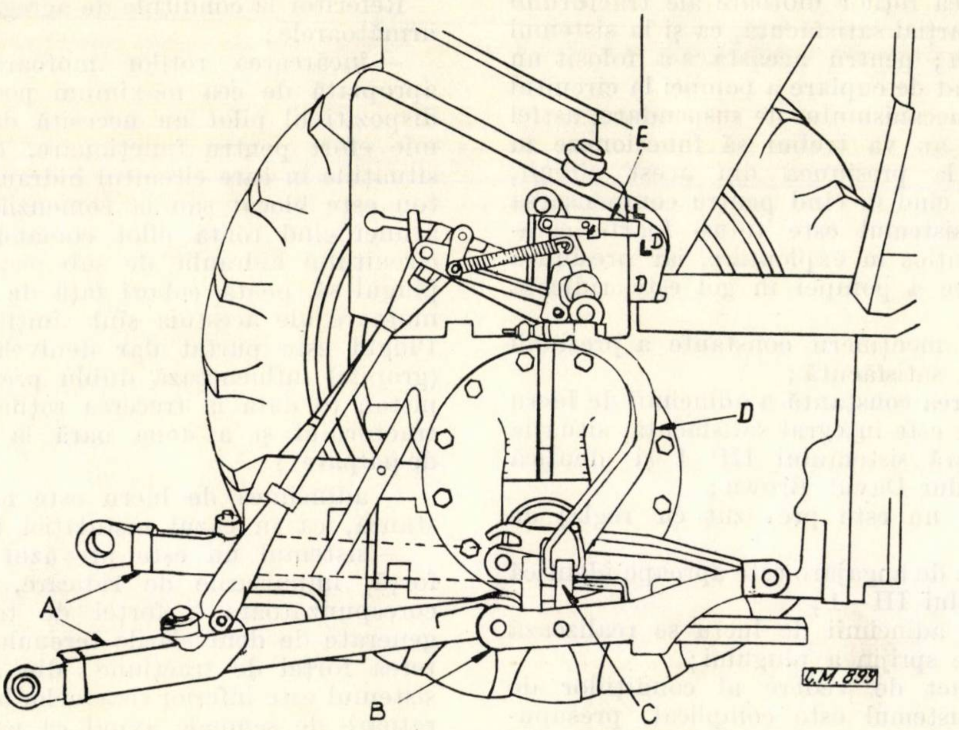


Fig. 6. Comanda reglajului de forţă la sistemul John Deere.

Analizînd această instalaţie prin prisma cerinţelor de agregare se constată următoarele:

— se asigură mărirea sarcinii pe roţile motoare în cazul plugurilor purtate şi al celor cu roată posterioară;

— nu se asigură menţinerea constantă a reacţiunii pe roţile motoare ale tractorului atunci cînd acestea trec prin adîncituri de teren sau atunci cînd roţile din faţă depăşesc ridicături ale terenului;

— în cazul lucrului cu pluguri purtate, nu este asigurată menţinerea constantă a adîncimii de lucru;

— sistemul este prevăzut cu ,,reglaj de forţă'' pe baza impulsurilor primite direct de la tiranţii inferiori ai ridicătorului, deci direct de la forţa de tracţiune; prin posibilitatea limitării cursei de ridicare comandată de forţa de tracţiune, s-a obţinut un sistem superior tuturor celorlalte sisteme descrise mai sus;

— prin deplasarea centrului virtual de tracţiune foarte jos, se asigură o viteză mare de angajare în sol a plugului;

— distribuitorul cu reglaj de poziţie permite stabilirea, controlul şi păstrarea adîncimii de lucru dorite, direct de pe tractor;

— condiţiile de exploatare sînt uşoare, în afara acţionării manetei de ridicare şi coborîre, fiind necesară fixarea poziţiei manetei de comandă a reglajului de forţă numai la începutul lucrului.

Concluzii generale. Din analiza sistemelor prezentate se constată că — din punct de vedere al existenţei ,,reglajului de forţă'' — trei sisteme sînt prevăzute cu acest reglaj (Ferguson, David Brown şi John Deere); sistemul Hanomag — Pilot prezintă această caracteristică, însă semnalul este generat de denivelările terenului, iar instalaţiile IH — 1 şi MTZ nu sînt prevăzute cu un astfel de echipament.

Se poate naşte întrebarea dacă un astfel de echipament este totuşi necesar. Răspunsul este afirmativ [1], deoarece creşterile de forţă de tracţiune peste valoarea medie sînt defavorabile din punct de vedere al patinării, media acesteia crescînd o dată cu mărirea şi frecvenţa maximelor de forţă.

Pe de altă parte, în exploatare sînt destul de frecvente cazurile în care condiţiile de teren conduc la creşteri mari ale forţei de tracţiune, astfel încît să suscite intervenţia tractoristului.

Din punct de vedere teoretic, este deci evident că orice sistem de suspendare a plugurilor purtate sau semipurtate, trebuie să fie prevăzut cu ,,reglaj de forţă".

Rezolvarea practică a acestei condiţii este însă foarte dificilă din mai multe cauze.

Astfel, cu toate că fenomenul ce trebuie evitat este patinarea roţilor motoare ale tractorului, totuşi nu s-a construit încă un sistem care să folosească drept semnal direct însăşi patinarea, deoarece acest lucru ar conduce la soluţii foarte complicate.

Drept sursă de semnale se foloseşte forţa de tracţiune, cu toate că nu aceasta poate fi întotdeauna cauza patinării mărite. În general, se poate totuşi considera că, practic, există proporţionalitate între forţa de tracţiune şi patinare pentru ca semnalul să fie generat de forţa de tracţiune.

Considerente constructive au făcut, pe de altă parte, ca forţa de tracţiune să fie folosită ca generator de semnale, indirect, prin intermediul forţei de compresiune din tirantul central al ridicătorului hidraulic. Această simplificare are dezavantaje importante, deoarece nu întotdeauna forţa de tracţiune generează un efort de compresiune în tirantul central, acesta din urmă depinzînd de tipul şi caracteristicile plugului.

Din motivele arătate, soluţiile cele mai moderne au trecut la preluarea semnalelor direct de la forţa de tracţiune, cum este cazul sistemelor John Deere sau al sistemului Allis Chalmers, aceasta însă în detrimentul simplităţii constructive.

În afara faptului că preluarea semnalului de ridicare direct de la forţa de tracţiune are drept urmare complicarea construcţiei sistemului, mai apare şi fenomenul de creştere progresivă a forţei de tracţiune o dată cu comanda de ridicare, deci sistemul nu se autodecuplează, iar ridicarea iese din limitele permise pentru variaţia adîncimii de lucru. Din această cauză apare necesitatea introducerii unui sistem de limitare a ridicării, independent de valoarea forţei de tracţiune, care complică şi mai mult construcţia.

Un alt aspect, care de asemenea trebuie menţionat, constă în faptul că, chiar în ipoteza preluării semnalului de ridicare direct de la forţa de tracţiune, nu este sesizată creşterea patinării ca urmare a deplasării accidentale a agregatului pe o pantă. Aceasta conduce la majorarea rezistenţei la înaintare cu factorul $G \cdot \sin \alpha$, care, fiind introdus direct de tractor nu mai poate fi sesizat de nici unul din sistemele, cunoscute. Valoarea acestei rezistenţe creşte cu panta pentru tractorul U–650 şi valori ale unghiului α de 1, 2, 3, 4, 5°, factorul $G \cdot \sin \alpha$ avînd valori de 57, 114, 176, 237 şi 304 kgf, valori care sînt destul de mari.

Pe lîngă variaţiile foarte mari ale valorilor forţei de tracţiune, de remarcat mai este şi faptul că aceste variaţii de forţă sînt permanente, frecvenţa lor fiind de aproximativ un maximum la fiecare 5–6 s.

Ca urmare a apropierii valorilor maxime ale forţei de tracţiune, sistemul va trebui să funcţioneze cu impulsuri de ridicare la fiecare 5–6 s, ceea ce va conduce în mod sigur la distrugerea instalaţiei hidraulice a tractorului. Va fi foarte greu, dacă nu imposibil, de găsit un selector de semnale care să aleagă numai acele valori maxime ale forţei de tracţiune care efectiv ar trebui sesizate de echipamentul de ,,reglaj de forţă".

Rezultă aşadar că problema realizării unui reglaj de forţă corespunzător nu este de loc simplă, aceasta rezultînd de altfel şi din faptul că soluţiile existente, nefiind întrutotul satisfăcătoare, sînt în permanenţă înlocuite cu altele noi. Elementul esenţial în asigurarea unor performanţe superioare este, după cum se vede, constituit de sistemul prin care se generează semnalul de ridicare (sursa semnalului, sesizarea şi efectul acestuia).

Comparînd măsura în care sistemele analizate satisfac cerinţele impuse sistemului de suspendare, rezultă situaţia din tabela 1.

Tabela 1

I	II	III	IV	V	VI	VII
Încărcarea roţilor motoare în teren plan şi uniform	Existenţa şi eficienţa reglajului de forţă	Simplitatea condiţiilor de exploatare : – reglajul adîncimii de lucru – reglajul de forţă	Nivelul tehnic de realizare a sistemului : – universalitate – simplitate constructivă	Încărcarea roţilor motoare în terenuri denivelate	Păstrarea constantă a adîncimii de lucru în terenuri uzuale	Tendinţa de angajare în sol
1. John Deere	1. John Deere	1. John Deere	1. John Deere	1. IH–1	1. IH–1	1. John Deere
Ferguson	2. Ferguson	Ferguson	2. IH–1	David Brown	2. MTZ	Ferguson
2. David Brown	David Brown	2. David Brown	3. David Brown	MTZ	David Brown	2. David Brown
Hanomag-Pilot	3. Hanomag-Pilot	Hanomag Pilot	4. MTZ	2. John Deere Ferguson	Hanomag- Pilot	Hanomag-Pilot
MTZ	4. MTZ	IH–1	5. Ferguson	Hanomag-Pilot	3. John Deere	MTZ
3. IH–1	IH–1	MTZ	6. Hanomag-Pilot		Ferguson	3. IH–1

Condiţiile sînt specificate în ordinea importanţei.

După cum se vede, sistemul John Deere, este net superior celorlalte sisteme prezentate, eliminînd într-o mare măsură deficiențele prezentate de fiecare sistem în parte.

Pe baza concluziilor rezultate atît din alte cercetări [1] cît și din analiza sistemelor de agregare actuale, folosite în construcția tractoarelor, comparativ cu sistemul folosit la tractorul U—650, rezultă necesitatea studiului și realizării unui nou sistem de suspendare, care ar urma să fie adaptat pe tractorul U—650. O realizare reușită poate fi considerată sistemul IHDA construit la Uzinele mecanice Plopeni, care a fost încercat comparativ în cadrul ICMA și care ar trebui analizat de Uzina de tractoare din Brașov prin prisma celor evidențiate mai sus.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vasiliu, Gh., Neguț, L.* Interacțiunea plug-tractor cu referire la tractorul românesc U—650. În: Construcția de Mașini, nr. 7, 1968.

CZ 669.586.5 :667.637.27 :620.197.1

Protecția anticorosivă prin zincare termică și vopsire

Gerda COSMA, Silvia MINEA și Georgeta LESCENCO

Dintre multiplele procedee pentru protecția anticorosivă a suprafețelor feroase, zincarea termică este unul dintre cele mai eficace, aplicîndu-se pe scară largă pentru prelungirea duratei de viață a fabricatelor din oțel sau fontă.

Acțiunea de protecție a zincului se explică, pe de o parte, prin formarea unei bariere între oțel și mediul agresiv, iar pe de altă parte, atunci cînd pe oțel apar porțiuni neacoperite, umiditatea din mediul înconjurător acționează ca electrolit și se formează o pilă de corodare electrochimică, în care zincul formează anodul și se consumă, în timp ce oțelul rămîne neatacat. Astfel, zincul asigură o protecție dublă, stratul aplicat prin zincare termică prelungind considerabil viața oțelului pe care este depus [1].

Durata de existență a acoperirii de zinc este direct proporțională cu grosimea sa, rezistența acoperirii fiind echivalentă cu rezistența porțiunii celei mai subțiri. Rezultă că prelungirea duratei de viață a acoperirii — și implicit a metalului de bază — se poate realiza prin mărirea grosimii stratului de zinc. Cercetările efectuate în ultima vreme au demonstrat că același efect îl are vopsirea straturilor de zinc de grosimi medii, procedeul fiind mai economic decît cel utilizat pentru creșterea grosimii stratului de zinc (tabela 1), [2].

Tabela 1

Grosimea stratului de zinc, μm	Durata de viață, ani	
	fără vopsire	cu vopsire
43	3	8,5
63	4,7	10,9
100	9,3	—

După unii autori [3], rezistența la corodare a oțelului zincat și vopsit este de două-trei ori mai mare decît a oțelului vopsit și se poate calcula cu următoarea relație:

$$L = (I_1 + I_2) \cdot K$$

în care:

L este durata de viață a oțelului zincat și vopsit;

I_1 — durata de viață a oțelului zincat;

I_2 — durata de viață a oțelului vopsit;

K — coeficient mai mare decît 1.

Vopsirea protejează stratul de zinc, constituind o protecție suplimentară împotriva corodării; distrugerea zincului începe abia după distrugerea stratului de vopsea. În acest caz, stratul de zinc poate fi asimilat cu stratul de grund din sistemele uzuale de vopsire a oțelului, față de care prezintă însă următoarele avantaje:

— prelungește considerabil durata de viață a vopsirii, deoarece reduce posibilitatea corodării metalului de bază;

— reduce sensibil costul de întreținere a suportului, deoarece la revopsire nu este necesară curățarea de rugină a suprafeței de vopsit;

— nu condiționează momentul de reînoire a vopsirii, deoarece prin deteriorarea stratului de vopsea nu apare corodarea metalului de bază și stratul de zinc este rezistent și după cîțiva ani (viteza de coroziune a zincului reprezintă 1/20 din viteza de coroziune a oțelului).

Vopsirea suprafețelor zincate este necesară în atmosferă cu umiditate ridicată și în medii industriale în care viteza de coroziune a zincului este mai mare.

Principala dificultate care apare la vopsirea suprafețelor zincate termic constă în faptul că majoritatea vopselelor nu au o aderență corespunzătoare pe aceste suprafețe. Chiar dacă suprafața este îngrijit curățată, vopseaua se cojește repede din cauza înaltei reactivități a zincului metalic.

Din această cauză este neapărat necesară o pregătire a acestor suprafețe [2].

Astfel, pregătirea se poate face prin expunere la intemperii, în timpul acestei expuneri avînd loc un atac al zincului cu formare de săruri bazice de zinc (ceea ce se observă prin schimbarea aspectului de la lucios la mat). Aceste săruri neutralizează mai tîrziu produșii acizi de oxidare ai materialelor de vopsire. Metoda are dezavantajul că este de durată lungă și nu asigură un atac uniform al suprafeței.

Pregătirea suprafețelor se mai poate realiza pe cale mecanică (periere cu peria de sîrmă sau prelucrare cu substanțe abrazive).

Metoda are dezavantajul că necesită un volum mare de lucru, iar la piesele cu profil complicat nu se poate prelucra uniform suprafața. Pe de altă parte, aderența vopselelor la suport nu se îmbunătățește esențial, pentru că suprafața zincată nu este activată chimic.

Pe cale chimică pregătirea se face folosind soluții care îmbunătățesc aderența, fie prin mărirea rugozității suprafeței, fie prin formarea unui strat de produși de reacție, pe care vopselele sînt aderente (cromatare, fosfatare, grund reactiv).

Majoritatea metodelor de tratare chimică folosite în acest scop sînt indicate în general pentru lucrări în ateliere; pentru lucrările pe șantiere se recomandă utilizarea grundului reactiv.

În fine, prin tratamentul termic al suprafeței se formează faze de aliere suplimentare între zinc și oțel, care îmbunătățesc aderența vopselelor pe suprafețele zincate.

Experimentările efectuate, în cadrul acestui studiu, au urmărit în primul rînd să stabilească cele mai adecvate metode de pregătire a suprafeței zincului depus termic pe oțel, în vederea vopsirii.

Pe baza rezultatelor obținute în prima etapă a cercetărilor s-a studiat apoi comportarea în timp a unor emailuri aplicate pe zincul pregătit prin metodele selecționate.

Dintre metodele indicate de literatură pentru pregătirea suprafețelor zincate termic în vederea vopsirii, s-au ales pentru experimentări numai acelea despre care s-a considerat că prezintă aplicabilitate industrială mai mare. Astfel, s-au experimentat dintre metodele de pregătire mecanică perierea cu peria de sîrmă combinată cu grunduire cu grund reactiv; dintre metodele chimice tratarea cu amestec de acid azotic și fosforic combinată cu grunduire cu grund reactiv, cromatarea combinată cu grunduire cu grund reactiv, fosfatarea urmată de pasivizare și grunduirea cu grund reactiv G 404—50 I și II.

Lucrările s-au efectuat pe epruvete din tablă TDA de dimensiuni 70 × 140 mm, zincate termic. Grosimea stratului de zinc a fost de circa 40 μm. Metodele de pregătire aplicate și regimurile de lucru aferente, precum și sistemul de vopsire aplicat, sînt indicate în tabela 2.

Pentru vopsire s-a utilizat un email alchidic, deoarece din literatura de specialitate [2] rezultă că materialele de vopsire pe bază de lianți alchidici sînt aderente pe suprafețele zincate termic, chiar dacă acestea nu au fost pregătite special.

Pe epruvetele executate conform tabelei 2 s-a verificat inițial:

— aderența peliculei de vopsea la suport prin metoda grilei, conform STAS 3661—65;

— grosimea peliculei cu aparatul Dr. Föster.

Pentru determinarea grosimii acoperirilor de vopsea s-a făcut diferența dintre grosimea de strat totală (zinc + vopsea) și grosimea stratului de zinc depus pe oțel.

Rezultatele obținute sînt arătate în tabela 3.

Epruvetele au fost supuse apoi încercărilor climatice de laborator, urmărindu-se la intervale stabilite degradarea acoperirilor prin vopsire (modificarea aspectului, aderenței, degradarea peliculei, apariția fenomenelor de coroziune).

Încercările climatice de laborator la care au fost supuse epruvetele sînt cele aplicate în mod uzual pentru a selecționa sistemele de vopsire.

Epruvetele introduse în încercare au fost examinate vizual, apreciindu-se comparativ comportarea lor în funcție de apariția fenomenelor susamintite.

Încercarea rezistenței la stropire salină a constat în stropirea periodică a epruvetelor vopsite cu o soluție cu următoarea compoziție: clorură de sodiu 23,0 g/l, sulfat de sodiu 8,9 g/l, clorură de magneziu 9,8 g/l, clorură de calciu 1,2 g/l.

După stropire, epruvetele au fost introduse într-o cuvă de material plastic cu soluția de mai sus (aproximativ 1/5 din înălțimea cuvei).

În cursul încercării, epruvetele au fost examinate după 7, 14, 28, 50, 60, 80, 100 și 200 zile.

După 100 zile de încercare, după cum reiese din diagrama din figura 1, comparînd epruvetele cu pregătiri diferite de suprafață și vopsite cu email alchidic, s-a observat că cele cromatate (curba *4*) s-au comportat cel mai bine, neprezentînd nici o degradare.

Degradări superficiale au fost observate pe epruvetele fosfatate (curba *5*); au urmat apoi, în ordine crescîndă a procentului de suprafață deteriorată, epruvetele degresate cu whitespirit (curba *1*), periate (curba *2*) și cele tratate cu amestec de acid fosforic și azotic (curba *3*), care au prezentat deteriorări ale peliculei (bășicare) pe mai mult de 25% din suprafață.

Tabela 2

Metoda de pregătire a suprafeţei proaspăt zincate	Compoziţia soluţiilor de tratare	Modul de aplicare	Temperatura de lucru	Sistemul de vopsire aplicat
1. Degresare cu white-spirit	—	ştergere cu bumbac	temperatura mediului ambiant	grund reactiv : G 404—50 I, II email alchidic : E 105—1 (2 straturi)
2. Periere cu peria de sîrmă	—		temperatura mediului ambiant	grund reactiv : G 404—50 I, II email alchidic : E 105—1 (2 straturi)
Degresare cu white-spirit	—	ştergere cu bumbac	—	
3. Degresare în white-spirit	—	ştergere cu bumbac	—	—
Tratare în amestec de acizi	HNO_3(concentrat) : 10 % H_3PO_4 (concentrat) : 2 % rest apă pînă la 100 %	pensulare	temperatura mediului ambiant	grund reactiv : G 404—50 I, II email alchidic : E 105—1 (2 straturi)
Spălare cu apă rece curgătoare la 10 min după pensulare	—	—	—	
4. Degresare în white-spirit	—	ştergere cu bumbac	—	—
Cromatare	bicromat de potasiu $K_2 Cr_2 O_7$ 100 g/l acid azotic HNO_3(63 %) : 15 cm³/l acid sulfuric H_2SO_4 (d=1,84) 20 cm³/l	pensulare	temperatura mediului ambiant	grund reactiv : G 404—50 I, II email alchidic : E 105—1 (2 straturi)
Spălare cu apă rece curgătoare după uscarea soluţiei	—	—	—	—
5. Degresare alcalină	carbonat de sodiu Na_2CO_3 5 g/l	imersie timp de 1 minut	temperatura mediului ambiant	—
Spălare cu apă caldă curgătoare	—	—	—	—
Spălare cu apă rece curgătoare	—	—	—	—
Fosfatare	oxid de zinc ZnO 22 g/l acid fosforic $H_3PO_4$25 g/l acid azotic HNO_3 25 g/l azotit de sodiu : $NaNO_2$ 2 g/l,	imersie timp de 1 minut	temperatura mediului ambiant	—
Spălare cu apă rece curgătoare	—	—	—	—
Pasivizare	$K_2Cr_2O_4$ 4 g/l	imersie timp de 1 minut	70—80°C	email alchidic E 105—1 (2 straturi)

Tabela 3

Varianta nr. (conform tabelei 2)	Natura emailului utilizat	Grosimea medie a peliculei de vopsea, μm	Aderența peliculei de vopsea
1	alchidic	60	foarte bună
2	alchidic	60	foarte bună
3	alchidic	65	necorespunzătoare
4	alchidic	60	mediocră
5	alchidic	50	foarte bună

După 200 zile de încercare, degradările s-au accentuat, ordinea de distrugere rămînînd practic aceeași și observîndu-se accentuat diferențierea comportării epruvetelor cromatate și fosfatate față de cele degresate cu white-spirit, periate și cele tratate cu amestec de acizi (fig. 1, tabela 4).

Încercarea la acțiunea ceții saline s-a făcut conform STAS 6744–63.

Examinarea epruvetelor s-a făcut după 3, 7, 10, 25, 50 și 75 cicluri de încercare.

După 25 cicluri de încercare epruvetele vopsite au prezentat ușoare modificări de aspect, și anume o suprafață mată.

După 75 cicluri au apărut mici degradări ale peliculei de vopsea, sub formă de bășici, rezultatele fiind următoarele (tabela 4) : epruvetele a căror suprafață zincată a fost pregătită prin cromatare și fosfatare nu au prezentat modificări ale aspectului ; au urmat apoi cele periate și cele tratate cu amestec de acizi, precum și cele tratate numai cu grund reactiv, la care s-a observat o matizare a suprafeței și bășicare (90–95% din suprafață).

Încercarea la acțiunea ciclului combinat (căldură umedă, imersie în apă, temperatură scăzută) a constat în supunerea probelor vopsite la solicitări alternate (căldură, umezeală, frig).

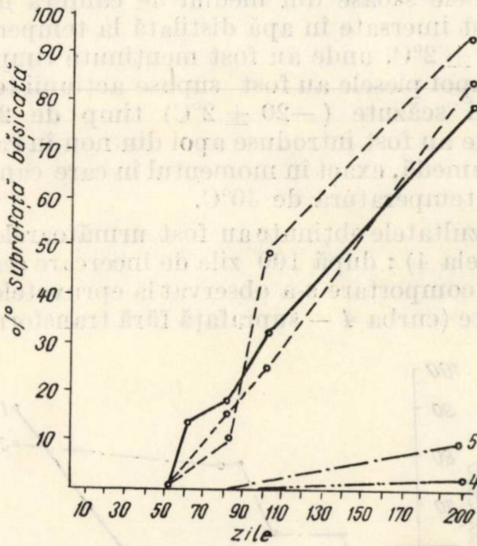


Fig. 1

La baza metodei a stat încercarea ciclică, descrisă de STAS 6745–63, care constă în menținerea pieselor de încercat timp de 12 ore la temperatura de 40 ± 2°C și umiditate relativă de

Tabela 4

Pregătirea epruvetelor zincate		Suprafață atacată în cursul încercării, %		
Pregătirea suprafeței epruvetelor zincate	vopsirea	stropirea salină	ceața salină, STAS 6744–63	cald umed, imersie, temperatură scăzută
		durata încercării		
		200 zile	75 cicluri	200 zile
1, Degresare cu white-spirit	grund reactiv : G 404–50 I, II email alchidic : E 105–1) (2 straturi)	B* 80	B 90–95	B 94
2, Periere cu peria de sîrmă Degresare în white-spirit	grund reactiv : G 404–50 I, II email alchidic E 105–1 (2 straturi)	B 85	mătuire și bășicare	B 20
3, Tratare cu amestec de acizi	grund reactiv : G 404–50 I, II email alchidic E 105–1 (2 straturi)	B 95	mătuire și bășicare	B 85
4, Cromatare	grund reactiv G 404–50 I, II email alchidic E 105–1 (2 straturi)	B 3	fără transformări	B 2
5, Fosfatare	email alchidic E 105–1 (2 straturi)	B 10	fără transformări	B 6

* B – bășicare

95 –100 % şi timp de minimum 5 ore la temperatura de 25 ± 2°C şi umiditate 95 –100 %.

Acest ciclu a fost întrerupt din 3 în 3 zile, în timp ce camera se afla în regim de menţinere a temperaturii la 25 ± 2°C.

Piesele scoase din mediul de căldură umedă au fost imersate în apă distilată la temperatura de 20 ± 2°C, unde au fost menţinute timp de 3 ore. Apoi piesele au fost supuse acţiunii temperaturii scăzute (–20 ± 2°C) timp de 2 ore. Piesele au fost introduse apoi din nou în camera cald-umedă, exact în momentul în care camera a atins temperatura de 40°C.

Rezultatele obţinute au fost următoarele (fig. 2, tabela 4) : după 100 zile de încercare cea mai bună comportare s-a observat la epruvetele cromatate (curba *4* — suprafaţă fără transformări), urmînd apoi, în ordine crescîndă a procentului de suprafaţă deteriorată, epruvetele fosfatate (curba *5*) şi cele periate (curba *2*), la care s-a observat băşicare pe 3 % din suprafaţă, apoi cele cu suprafaţa degresată (curba 1 –35 % băşicare) şi tratată cu amestec de acid (curba *3*) ; după 200 zile, degradările s-au accentuat, ordinea de distrugere rămînînd practic aceeaşi, observîndu-se însă o distanţare mare între eficacitatea primelor trei moduri de pregătire a suprafeţelor zincate menţionate în tabela 1 şi a ultimelor două.

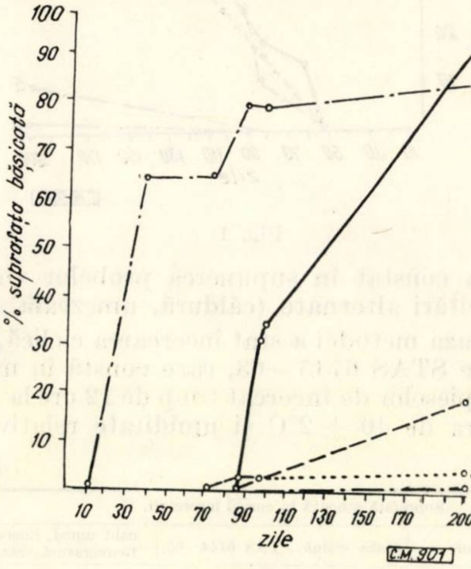


Fig. 2

Aderenţa sistemelor de vopsire a fost controlată şi în cursul încercărilor climatice. S-a constatat că aderenţa s-a menţinut la toate epruvetele la nivelul iniţial pînă la apariţia fenomenelor de atac al acoperirii. Începînd din acest moment pe porţiunile atacate vopsirea nu a mai prezentat aderenţă pe suport.

S-a tras concluzia că metodele de pregătire aplicate, cu excepţia tratării cu amestec de acizi, au asigurat aderenţa corespunzătoare a sistemului aplicat.

Pregătirea suprafeţelor prin periere sau tratare cu amestec de acizi urmată de grunduire cu grund reactiv, precum şi pregătirea prin tratare cu grund reactiv au fost aproximativ la acelaşi nivel.

Comportarea cea mai bună în încercări s-a obţinut prin cromatarea şi fosfatarea suprafeţelor zincate termic, ceea ce a determinat orientarea în continuare a cercetărilor.

Metodele de pregătire a suprafeţelor zincate termic prin cromatare şi fosfatare sînt recomandate şi de literatura de specialitate [4], [5], mai ales pentru condiţii grele de exploatare (umiditate ridicată — atmosferă impurificată etc.).

Se indică de asemenea că pregătirea suprafeţei prin fosfatare conferă o aderenţă mai bună vopselii decît cromatarea, în schimb cromatarea asigură o protecţie anticorosivă superioară [5]. Există însă unele păreri diferite în ceea ce priveşte eficacitatea cromatării asupra aderenţei vopselelor pe suprafeţele zincate termic. După unii autori [6] cromatarea duce la obţinerea unei suprafeţe iridiscente şi previne formarea ruginii albe, dar nu este corespunzătoare pentru vopsire, deoarece poate reduce considerabil aderenţa, în special dacă suprafaţa zincată a fost albită în acid azotic.

Ca urmare a concluziilor obţinute în prima etapă a cercetărilor şi a indicaţiilor din literatură, în continuare s-a urmărit comportarea unor emailuri pe epruvete de oţel zincate termic şi pregătite prin cromatare şi fosfatare.

Grosimea medie a stratului de zinc a fost de 40 μm, ca şi la primele încercări.

Fosfatarea epruvetelor zincate s-a efectuat după tehnologia indicată în tabela 2, iar cromatarea — după o reţetă îmbunătăţită constînd din : bicromat de potasiu 70 g/l, acid azotic concentrat 20 cm^3/l, acid sulfuric concentrat 30 cm^3/l.

Pentru vopsire s-au utilizat emailurile : epoxipoliamidic (E 826 — 90), alchidalclorcauciuc (E 519 — 1), epoxidic cu uscare la aer (E 516 — 1), poliuretanic (E 106 — 300) şi clorcauciuc (E 109 — 1), care au fost aplicate în două straturi.

Rezultatele privind grosimea medie a acoperirii de vopsea, precum şi aderenţa ei iniţială sînt prezentate în tabela 5.

Epruvetele vopsite au fost supuse aceloraşi încercări climatice ca şi în primul stadiu al experimentărilor : încercarea rezistenţei la stropirea salină ; încercarea la acţiunea ciclului combinat (căldură umedă, imersie în apă, temperatură scăzută).

Încercarea la acţiunea ceţii saline nu a mai fost utilizată în această etapă a cercetărilor, deoarece primele încercări au aratat că este mai puţin accelerată decît celelalte.

Rezultatele obţinute la încercările de laborator efectuate sînt prezentate în tabela 6.

Tabela 5

Modul de pregătire a suprafeței zincate	Natura emailului utilizat	Grosimea medie a peliculei de vopsea, µm	Aderența peliculei de vopsea
Suprafață cromatată	a. epoxipoliamidic E 826—90	32—35	bună
	b. alchidal-clorcauciuc E 519—1	31—37	bună
	c. epoxidic cu uscare la aer E 516—1	36—42	mediocră
	d. poliuretanic E 106—300	35	necorespunzătoare
	e. clorcauciuc E 109—1	59—66	necorespunzătoare
Suprafață fosfatată	a. epoxipoliamidic E 826—90	31—33	bună
	b. alchidal-clorcauciuc E 519—1	26	mediocră
	c. expoxidic cu uscare la aer E 516—1	30—38	mediocră
	d. poliuretanic E 106—300	22—27	mediocră
	e. clorcauciuc E 109—1	46—49	mediocră

Tabela 6

Modul de pregătire a suprafeței zincate	Sistemul de vopsire	Suprafață degradată, %										
		stropire salină					ciclu combinat		Agigea		Baia Sprie	
		durata încercării										
		zile					cicluri		zile		zile	
		7	21	35	56	90	14	35	30	120	30	90
Cromatare	a. email epoxipoliamidic	—	—	—	—	—	—	B foarte fine 95	—	cretare	B 60	B 65
	b. email alchidal clorcauciuc (două straturi)	—	B 3	B 15	B 65	B 85 KZn 15	—	B fine 75	—	—	B 100	B 100
	c. email epoxidic cu uscare la aer (două straturi)	—	B 12	B 15	B 15	B 25	—	B 5	—	cretare decolorare	B 100	B 100
	d. email poliuretanic (două straturi)	—	—	—	—	B 10	—	—	—	—	—	B 10
	e. email clorcauciuc (două straturi)	—	—	—	—	—	—	—	—	îngălbenire	—	B 5—10
Fosfatare	a. email epoxipoliamidic E 826—90 (două straturi)	—	—	—	—	—	B 20	B foarte fine 100	—	cretare	B 85	B 85
	b. email alchidal clorcauciuc (două straturi)	—	—	—	B 5	B10 KZn <1	—	B fine 75	—	—	B 100	B 100
	c. email epoxidic cu uscare la aer (două straturi)	—	B 2	B 5	B 20	B 50	B 8	B 70	—	cretare decolorare	B 100	B 100
	d. email poliuretanic (două straturi)	—	—	B 2	B 3	B 3	—	B 2	—	—	B 90	B 95
	e. email clorcauciuc (două straturi)	—	—	—	—	—	—	—	—	îngălbenire	—	B 5

După cum reiese din tabelă, la încercarea de stropire salină, după 90 zile, epruvetele vopsite cu email epoxipoliamidic şi clorcauciuc, pregătite atît prin cromatare, cît şi fosfatare, nu au prezentat nici o modificare.

O comportare bună la această încercare au avut-o şi epruvetele cromatate, respectiv fosfatate şi vopsite cu email poliuretanic, care s-au degradat numai într-o măsură mică (băşicare 10%, respectiv 3%).

Epruvetele vopsite cu email epoxidic au prezentat băşicare pe 25% din suprafaţă (cele cromatate) şi 50% (cele fosfatate).

Cel mai necorespunzător s-au comportat epruvetele vopsite cu email alchidal clorcauciuc, care, pe lîngă fenomenul de băşicare, au prezentat şi coroziunea substratului de zinc.

În mediul cu temperatură şi umiditate ridicată, după 35 cicluri de încercare, epruvetele vopsite cu email clorcauciuc şi email poliuretanic au avut o comportare foarte bună, indiferent de metoda de pregătire a suprafeţei, pe cînd toate celelalte epruvete au prezentat un procent ridicat de suprafaţă degradată.

În paralel cu încercările de laborator, epuvetele s-au expus şi în microclimatele naturale mai agresive ale ţării noastre : maritim (staţia I.C.P.E. de la Agigea) şi subteran (staţia experimentală Baia Sprie).

Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabela 6.

După cum se vede din tabelă, în microclimat subteran, după 3 luni de expunere, toate epruvetele au avut o comportare necorespunzătoare (60 —100% suprafaţă băşicată), cu excepţia celor vopsite cu email clorcauciuc — atît pe suprafeţe cromatate şi fosfatate — şi a celor cromatate şi vopsite cu email poliuretanic.

În microclimat maritim, acoperirile nu au prezentat — după 4 luni de expunere — decît fenomene de modificare a aspectului (schimbarea culorii, cretare). Astfel, epruvetele vopsite cu email epoxidic şi epoxipoliamidic au cretat puternic şi s-au decolorat, iar clorcauciucul şi-a schimbat culoarea, îngălbenindu-se.

Celelalte epruvete nu au prezentat modificări ale aspectului.

Din rezultatele obţinute la încercările de laborator şi la expunerile în microclimat natural (subteran) se pot trage următoarele concluzii :

— dintre emailurile încercate, cel mai bine s-au comportat cele pe bază de clorcauciuc şi poliuretanic ; celelalte emailuri au avut o comportare necorespunzătoare, atît la încercările de laborator, cît şi în microclimate naturale ;

— în ceea ce priveşte pregătirea suprafeţelor zincate termic, din încercările efectuate reiese că dintre metodele de pregătire a suprafeţelor zincate termic, în vederea vopsirii, fosfatarea şi cromatarea sînt cele mai bune, fiind aproximativ la acelaşi nivel din punct de vedere al protecţiei conferite ; în ceea ce priveşte aderenţa vopselii pe suprafeţele zincate, s-a constatat că fosfatarea conferă o aderenţă mai bună decît cromatarea şi că pentru aceeaşi pregătire de suprafaţă aderenţa acoperirii este influenţată şi de natura emailului utilizat ;

— rezultatele obţinute în microclimat maritim nu sînt încă concludente ; degradările mergînd foarte încet, este necesară o perioadă de timp mai îndelungată pentru aprecierea protecţiilor aplicate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Souské*. La galvanisation à chaud. Paris,Dunod, 1963.

[2] *Van Oetern, K. A.* Anstriche auf Zinkűberzűgen (Vopsele pe acoperirile de zinc). În : Metall **16**, nr. 8, aug 1962, p. 202—204.

[3] *Haarman, R.* Die Schichtdicke der Zinkűberzuge und ihre Verhalten in Korrosionspruf ungen (Grosimea stratului acoperirilor de zinc şi comportarea lor la încercările de coroziune). In : Metalloberfläche **13**, nr 11, nov 1959, p. 342—345.

[4] *Rabal, H.* Protection antirouille mixte par revétements métallidues et peintures (Protecţia combinată contra coroziunii cu acoperiri metalice şi vopsele). In : Corrosion et Anticorrosion, vol. **10**, nr. 1, ian 1962, p, 3.

[5] *Haynes, J. E.* Pretreatment for aluminium and zinc (Pretratarea aluminiului şi zincului). In : Product finishing, vol. **17**, nr. 1, ian 1964, p. 61.

[6] *Harvey, A. A. B.* Paint Finishing in Industry (Vopsirea în industrie). Teddington, Robert Draper LTD, 1967, p, 74.

CZ 625.282–833.6.002.71

Mecanizarea operațiilor de manipulare a scheletului metalic inferior al locomotivei Diesel electrice de 2100 CP, în procesul de asamblare-sudare

Vladimir POPOVICI și Alfred KALLEDER

Fabricarea în condiții de serie a locomotivelor Diesel electrice de 2100 CP la uzinele Electroputere-Craiova a ridicat o serie de probleme complexe în legătură cu posibilitatea executării diferitelor subansambluri componente în condiții optime de calitate și interschimbabilitate.

Printre aceste subansambluri componente cel mai important este scheletul metalic inferior deoarece el preia eforturile statice și dinamice ale locomotivei, susținînd și celelalte subansambluri, cabină, grup generator, grup Diesel-electric etc.

Sub aspect tehnologic, la acest subansamblu trebuie executate operații de sudare dificile.

Scheletul este format (fig. 1 și fig. 2) din două lonjeroane de bază *1* de profil Dieferdinger 297 × 330 × 17 × 10 unite între ele prin două traverse pivot *2* în care se presează pivoții de antrenare a bobinelor, din două traverse frontale *3* și *6*, și traversele intermediare *4* pentru consolidarea construcției. Pe părțile laterale se află patru console cu sprijin *5* pe care se fixează sistemul de ridicare al locomotivei împreună cu plăcile de așezare pe boghiu și 14 console simple *6* pentru susținerea carcasei exterioare care împreună cu tabla podelei formează platforma de susținere a diverselor agregate.

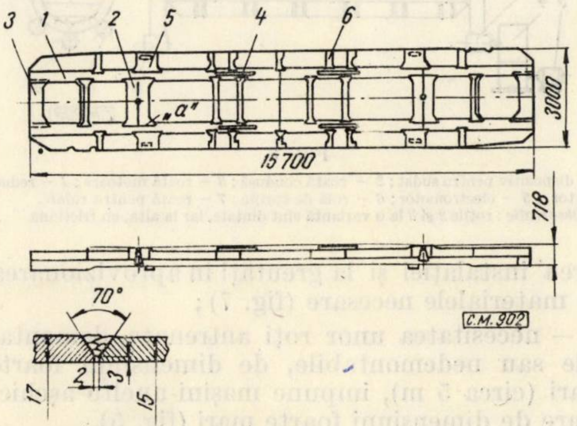


Fig. 1. Schița scheletului metalic inferior.

Procesul tehnologic de asamblare prin sudare al scheletului metalic inferior comportă 30 de faze tehnologice. Numai pentru asamblare sînt necesare 20 de întoarceri ale scheletului și o serie întreagă de operații pregătitoare la piesele componente, dintre care cel mai mare volum îl ocupă operațiile pentru pregătirea rosturilor pentru sudare.

Pentru operațiile de asamblare-sudare s-a studiat și realizat o instalație de manipulare a scheletului metalic inferior.

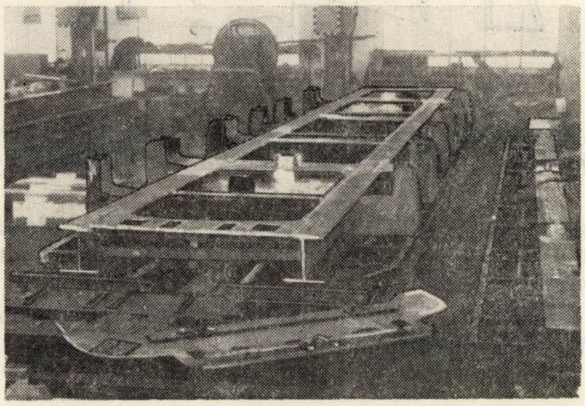


Fig. 2. Scheletul metalic inferior.

Instalația sigură sub aspectul protecției muncii îndeplinește următoarele condiții minime pentru o exploatare economică :

- aduce scheletul metalic inferior în pozițiile optime necesare executării operațiilor de sudare ;
- este independentă de podul rulant al atelierului ;
- este ușor manevrabilă și nu prezintă riscuri de accidente :
- ocupă un spațiu minim ;
- nu necesită fundații grele care ar aduce prejudicii halei și greutăți la o reorganizare a fluxurilor tehnologice ;
- muncitorii nu sînt obligați să lucreze la înălțime mare față de solul atelierului sau pe schele metalice anexe ;
- permite o accesibilitate mare la locurile de sudat.

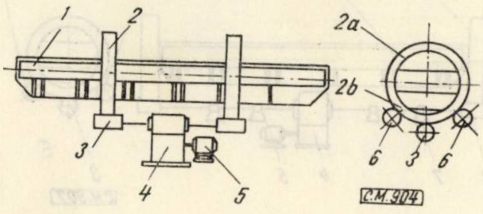


Fig. 3.

1 – dispozitiv pentru sudat ; *2* – roți conduse ; *3* – roți motoare ; *4* – reductor ; *5* – electromotor ; *6* – roți de sprijin ; *2a* – semiroată superioară ; *2b* – semiroată inferioară.

Observație : roțile *2* și *3* la o variantă sînt dințate, iar la alta, prin fricțiune.

Literatura de specialitate conține o serie de variante pentru aceste manipulări, arătate schematic în figurile 3–10 care însă, pentru condițiile scheletului metalic inferior al locomotivei Diesel-electrice, prezintă următoarele neajunsuri :

— prinderea şi desprinderea scheletului metalic inferior de platforma pentru sudare, nu se poate face decît prin demontarea celor două jumătăţi ale roţilor conduse, aşa cum rezultă din figurile 3, 4 şi 5 ;

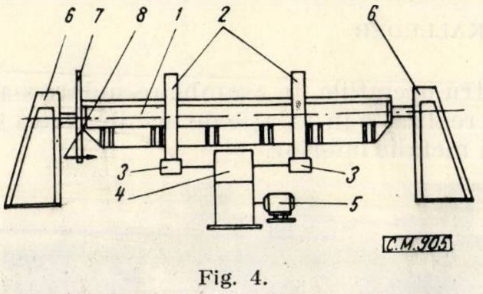


Fig. 4.

1 – dispozitiv pentru sudat ; *2* – roţi conduse ; *3* – roţi motoare ; *4* – reductor ; *5* – electromotor ; *6* – suporţi ; *7* şi *8* – sistem pentru blocare. *Observaţie* : roţile *2* şi *3* la o variantă sînt dinţate, iar la alta, prin fricţiune.

— necesită fundaţii speciale pentru partea de antrenare electromecanică (fig. 3, 4, 5 şi 6) ;

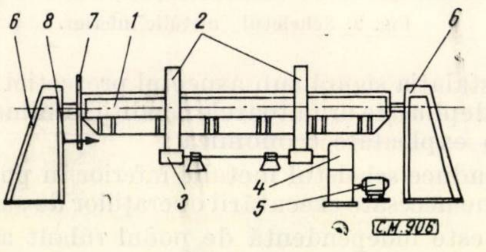


Fig. 5.

1 – dispozitiv pentru sudat ; *2* – roţi conduse ; *3* – roţi motoare ; *4* – reductor ; *5* – electromotor ; *6* – suporţi ; *7* şi *8* – sistem pentru blocare. *Observaţie* : roţile *2* şi *3* la o variantă sînt dinţate, iar la alta, prin fricţiune.

— muncitorii trebuie să lucreze la înălţimi şi pe schele ajutătoare , ceea ce măreşte pericolul de accidente (fig 3—10) ;

— necesită un sistem auxiliar de indexare, fapt care constituie o sursă permanentă de accidente, fie din cauză că se omite să se facă indexarea de siguranţă şi întreaga platformă se poate roti cu muncitorii pe ea, fie că se face indexarea, dar se omite desfacerea în prealabil la rotirea voită, rezultînd ruperea pieselor din transimisie (fig. 4 şi 5) ;

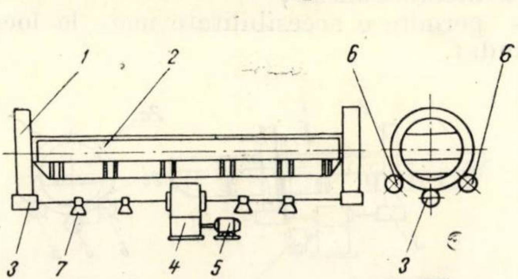


Fig. 6.

1 – roţi conduse ; *2* – dispozitiv pentru sudat ; *3* – roţi motoare ; *4* – reductor ; *5* – electromotor ; *6* – rolă de spirijin ; *7* – lagăre.

— transmisiile sînt greoaie (fig. 5 şi 6) cu arbori de dimensiuni foarte mari (150 mm diametru, avînd în vedere turaţia mică (0,5 rot/min) ;

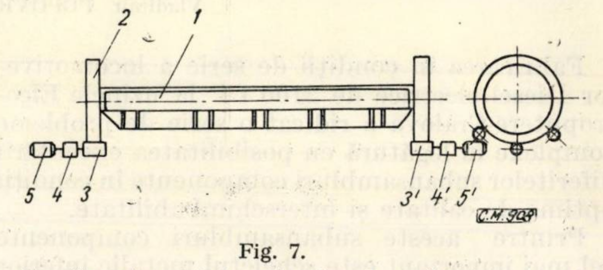


Fig. 7.

1 – dispozitiv pentru sudat ; *2* – roţi conduse ; *3* – roată motoare ; *4* – reductor ; *5* – electromotoare sincronizate (arbore electric). *Observaţie* : roţile *2* şi *3* la o variantă sînt dinţate, iar la alta, cu fricţiune.

— folosirea sistemului de antrenare cu ajutorul arborelui electric ar înlocui arborii de transmisie de dimensiuni foarte mari, însă oricare dintre cele două variante care s-ar folosi — arbore electric cu maşini auxiliare sau arbore electric fără maşini auxiliare — ar duce la scumpirea instalaţiei şi la greutăţi în aprovizionarea cu materialele necesare (fig. 7) ;

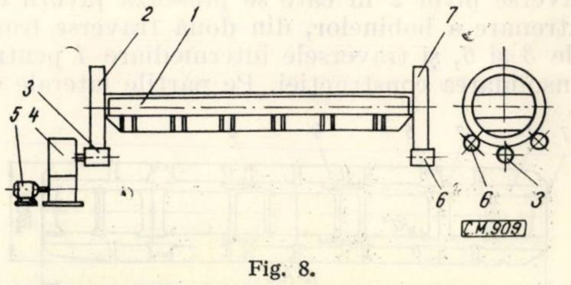


Fig. 8.

1 – dispozitiv pentru sudat ; *2* – roată condusă ; *3* – roată motoare ; *4* – reductor ; *5* – electromotor ; *6* – rolă de sprijin ; *7* – roată pentru rulare. *Observaţie* : roţile *2* şi *3* la o variantă sînt dinţate, iar la alta, cu fricţiune.

— necesitatea unor roţi antrenate, demontabile sau nedemontabile, de dimensiuni foarte mari (circa 5 m), impune maşini-unelte aşchietoare de dimensiuni foarte mari (fig. 5).

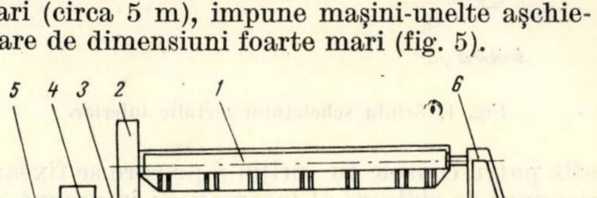


Fig. 9.

1 – dispozitiv pentru sudat ; *2* – roată condusă dinţată ; *3* – roată motoare dinţată ; *4* – reductor ; *5* – electromotor ; *6* – suport.

Sistemul studiat şi realizat la uzina Electroputere înlătură dezavantajele arătate şi răspunde condiţiilor impuse.

Astfel cum rezultă din figura 11 instalaţia se compune din două coloane de sprijin şi ridicare sudate rigid şi din platforma care serveşte la fixarea scheletului metalic inferior.

La rîndul ei, coloana de sprijin se compune dintr-un mecanism de ridicare acţionat electric, dintr-o carcasă pe care se află rulmentul oscilant pe care se sprijină dispozitivul şi dintr-un mecanism pentru rotirea dispozitivului acţionat electric.

Mecanismul pentru rotire se află numai la o singură coloană de sprijin, deci antrenarea dispozitivului în mişcare de rotaţie se face numai de la un singur capăt.

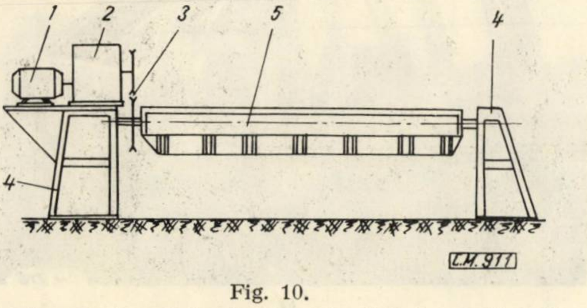


Fig. 10.

1 — electromotor; 2 — reductor; 3 — transmisie cu lanţ; 4 — suporţi; 5 — dispozitiv pentru sudat.

Transmiterea mişcării de rotaţie de la mecanism la dispozitiv se face prin intermediul unui lanţ cu trei rînduri de role. Acesta permite roţii dinţate montate pe dispozitiv să prezinte o uşoară abatere din planul vertical — în cazul încovoierii dispozitivului de sudat — fără ca transmisia să sufere prea mult.

Cei doi rulmenţi oscilanţi prevăzuţi în carcasa de sprijin permit şi ei preluarea încovoierilor datorite greutăţii proprii şi efectului tensiunilor interne ce iau naştere în timpul sudării.

Preluarea efortului de compresiune din şurubul de forţă al mecanismului de ridicare şi coborîre se face cu ajutorul unei crapodine.

Instalaţia este prevăzută cu un panou de comandă cu aparatura de pornire şi protecţie, precum şi cu butoanele pentru comanda centralizată.

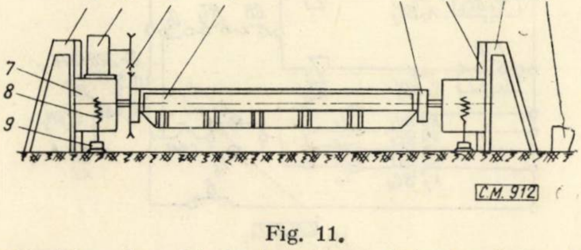


Fig. 11.

1 — dispozitiv pentru sudat; 2 — transmisie prin lanţ; 3 — reductor; 4 — grindă de prindere în lagăre; 5 — glisiere; 6 — suport; 7 — suport lagăr; 8 — şurub de forţă pentru deplasări pe verticală; 9 — mecanism antrenare şurub forţă; 10 — pupitru de comandă.

Pe pupitru se află şi un ecran sinoptic pentru semnalizarea comenzilor date.

Caracteristicile instalaţiei sînt următoarele: sarcina maximă de ridicare pe cele două coloane — 25 tf; viteza de ridicare — 360 mm/min; viteza de rotaţie — 0,5 rot/min; cursa maximă de ridicare a dispozitivului — 1 300 mm; lungimea totală a instalaţiei — 22 138 mm; înălţimea totală — 3 550 mm; numărul mecanismelor de ridicare — 2 buc.

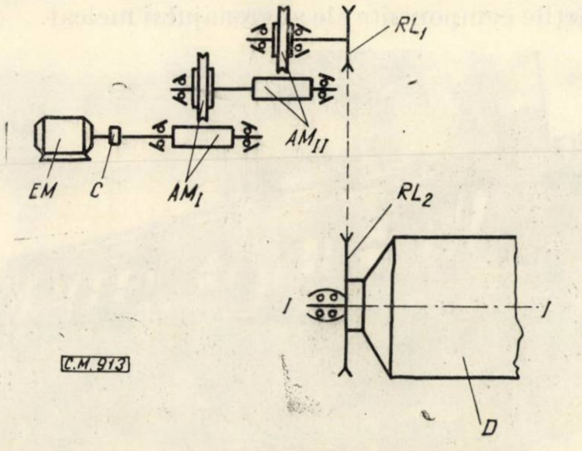


Fig. 12. Schema cinematică pentru rotire.

În ce priveşte schema cinematică, se deosebesc două părţi distincte: partea de rotire (fig. 12) a scheletului metalic inferior şi partea de ridicare (fig. 13) a scheletului metalic inferior.

Mişcarea de rotaţie se realizează cu ajutorul electromotorului EM care antrenează angrenajul melcat AM I, angrenajul melcat AM II şi transmisia prin lanţ cu cele două roţi dinţate RL1 şi RL2.

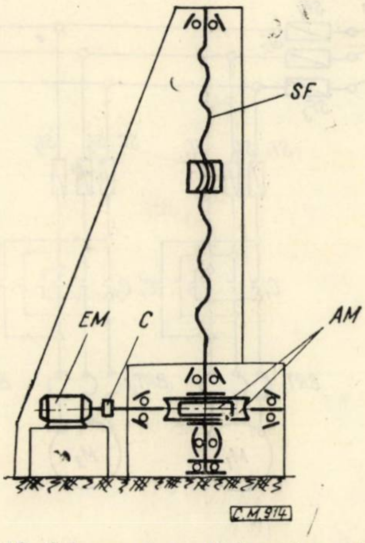
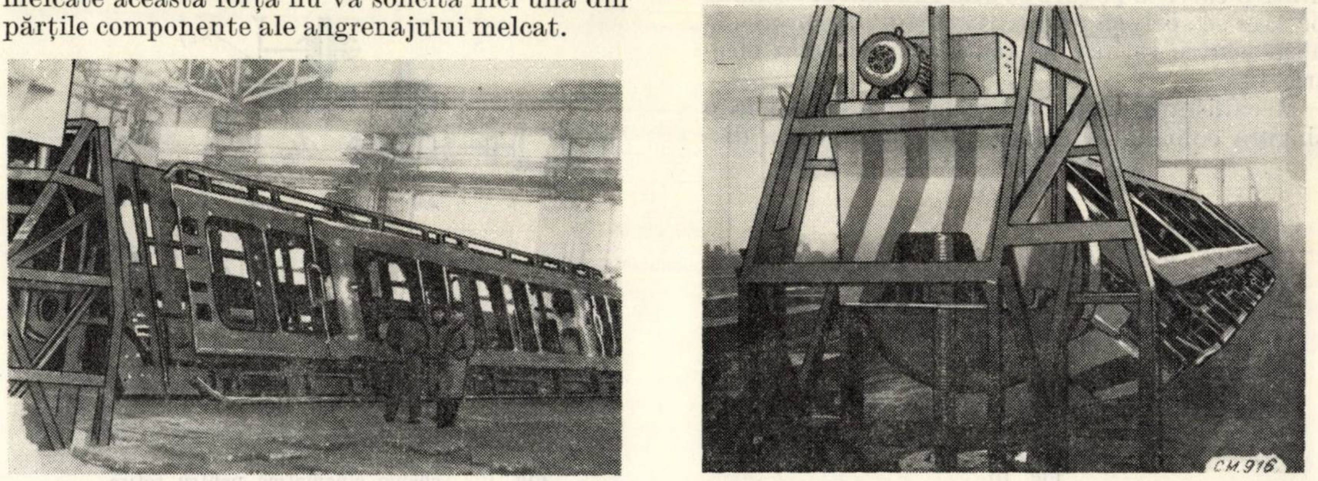


Fig. 13. Schema cinematică pentru ridicare.

Pentru ridicare, electromotorul EM antrenează angrenajul melcat AM, solidar cu roata melcată şi şurubul de forţă SF care preia mişcarea, transmiţîndu-o piuliţei care glisează în două ghidaje şi realizînd astfel ridicarea sau coborîrea dispozitivului.

Forţa axială dezvoltată în şurub este preluată de lagărul axial *LA* şi datorită construcţiei roţii melcate această forţă nu va solicita nici una din părţile componente ale angrenajului melcat.


a)

b)

Fig. 14. Vedere de ansamblu a instalaţiei avînd un schelet montat.

În figura 14, *a* şi 14, *b* se prezintă o vedere de ansamblu asupra instalaţiei de ridicat şi rotit, scheletul metalic avînd piesa montată pe dispozitiv.

În primul plan al fotografiei se poate observa coloana de susţinere, construită în formă de fermă. Această construcţie, pe lîngă simplitatea execuţiei, asigură o rigiditate mărită şi în acelaşi timp rezolvă şi aspectul arhitectonic al întregului ansamblu, dată fiind forma constructivă a scheletului metalic inferior şi a platformei de sprijin (tot în construcţie cu zăbrele).

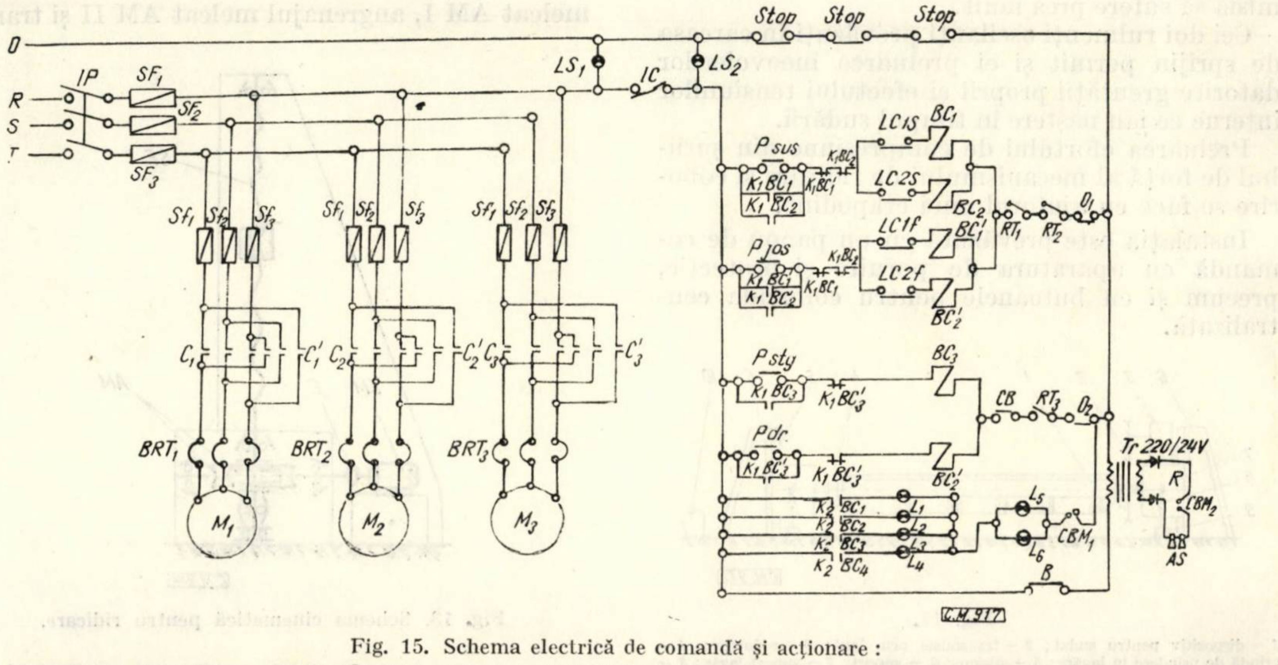

O
R
S
T
IP
SF1
SF2
SF3
Sf1
Sf2
Sf3
C1
C'1
C2
C'2
C3
C'3
BRT1
BRT2
BRT3
M1
M2
M3
Stop
Stop
Stop
LS1
IC
LS2
LC1S
BC1
P sus
K1BC2
K1BC'1
K1BC1
K1BC2
LC2S
BC2
RT1
RT2
O1
LC1F
BC'1
P jos
LC2F
BC'2
P sty
BC3
K1BC3
K1BC'3
CB
RT3
O2
Pdr.
BC'3
Tr 220/24V
R
CBM2
AS
L1
L2
L3
L4
L5
L6
K2
BC1
BC2
BC3
BC4
CBM1
B
C.M. 917

Fig. 15. Schema electrică de comandă şi acţionare :

IP – întrerupător cu pîrghie 200 A – 380 V pe placă de pertinax, cod 13388 EA, 1 buc.; M_1, M_2, M_3 – electromotor 4,5 kW, 3 buc.; *C*, *K*, *B*, *BRT* şi *RT* cu indicii corespunzători – DITU 25 B, 6 buc.; *Stop* – buton de comandă BF6, cod 3760 Electroaparataj, 8 buc.: *LC* – limitator de cursă simplu cu rolă, cod 6590 Electroaparataj, 6 buc.; *IC* – întrerupător cu cheie, 1 buc. ; *LS* şi *L* cu indicii corespunzători – lampă de semnalizare poz. 77 LDE 230 V–10 W, 8 buc.; CBM_1 – contact cu bimetal pentru 24 V, 1 buc.; *AS* – claxon 12 V, 1 buc.; *R* – redresor cu seleniu, 2 buc.; *CB* – contact blocare, 1 buc.

Tot în primul plan se mai observă motorul, reductorul şi şurubul de forţă pentru ridicarea platformei, motorul, reductorul şi roata de lanţ pentru rotaţia platformei, precum şi carcasa de sprijin şi ghidarea platformei.

Din schemele cinematice prezentate în figurile 12 şi 13 rezultă clar că datorită reductoarelor melcate ireversibile, siguranţa în exploatare — atît pentru rotaţia, cît şi pentru ridicarea şi coborîrea platformei — este maximă. Prin acestea se elimină sistemele de indexare complicate şi nesigure în exploatare.

Schema electrică a fost elaborată avîndu-se în vedere cerinţele multiple impuse atît sub aspectul funcţional, cît şi sub cel al protecţiei muncii. Schema (fig. 15) asigură următoarele condiţii:

— pornirea simultană în ambele sensuri a celor două electromotoare de la mecanismele de ridicare-coborîre;

— pornirea motorului de rotire numai în poziţia superioară a platformei, pentru a se evita lovirea de sol;

— oprirea electromotoarelor simultan sau independent de cele două mişcări — ridicare sau rotaţie — atît prin butoane de comandă, cît şi prin limitator de cursă situat pe cei doi montanţi;

— eliminarea posibilităţilor de înclinare longitudinală a platformei prin acţionarea automată a limitatorului de cursă la coloana unde capătul platformei este mai ridicat;

— protecţia la suprasarcină şi la scurtcircuit pentru fiecare electromotor în parte;

— semnalizarea optică-acustică în tot timpul ridicării scheletului metalic inferior;

— imposibilitatea efectuării de comenzi greşite;

— ridicarea şi coborîrea dispozitivului astfel încît axa de simetrie a dispozitivului de sudat să se menţină în permanenţă într-un plan paralel cu cel al solului în limitele ± 50 mm (circa 10′ la lungimea respectivă).

Condiţiile impuse s-ar fi putut realiza prin folosirea arborelui electric cu sau fără maşini auxiliare. Pentru oricare dintre cele două sisteme de arbore electric erau necesare utilaje speciale. Toate acestea ar fi dus la scumpirea instalaţiei electrice — în loc de două motoare ar fi fost nevoie de patru — pe lîngă faptul că şi constructiv realizarea ar fi fost mai dificilă.

S-a optat pentru soluţia cu două electromotoare asincrone în scurtcircuit.

Faţă de STAS 1893—62 se admite ca diferenţa dintre turaţiile a două motoare identice să fie de + 25% din alunecarea maximă.

Pentru acoperirea eventualelor forţe de inerţie ale aparaturii de comandă, s-a considerat o diferenţă de turaţie la cele două electromotoare pornite simultan — acest lucru realizîndu-se prin schema electrică de ± 37%, ceea ce reprezintă desigur un caz foarte acoperitor.

Dacă se admite că un motor are o turaţie cu 2% mai mică faţă de turaţia nominală, cu alte cuvinte datorită rapoartelor de transmitere stabilite, şurubul se va roti cu două rotaţii mai puţin (107 faţă de 109), aceasta înseamnă — ţinînd seamă şi de pasul şurubului — că piuliţa respectivă va fi mai jos, faţă de cota stabilită, cu $12 \times 2 = 24$ mm.

Se presupune că celălalt motor se va roti cu o turaţie cu 2% mai mare decît cea nominală. Piuliţa respectivului şurub se va ridica cu 24 mm faţă de cota stabilită.

Deci diferenţa dintre cele două poziţii ale piuliţelor va fi de 48 mm. Cum distanţa dintre ele este de 18 000 mm, unghiul rezultat va fi:

$$\alpha = \text{arc tg}\,\frac{S_{max}}{L} = \text{arc tg}\,\frac{48}{18\,000} = 10',$$

ceea ce reprezintă o valoare neglijabilă şi practic neobservabilă cu ochiul liber, deci cu atît mai puţin supărătoare poziţiei normale de sudare.

În valoarea ± 2% au fost incluse atît eventualele întîrzieri ale aparaturii de comandă, cît şi rotaţiile ce se mai produc după darea comenzii de oprire datorită inerţiei mecanismului şi a motoarelor în mişcare.

În realitate, prin schema aleasă, un capăt al dispozitivului, respectiv o piuliţă, ajuns la poziţia maximă, acţionează asupra limitatorului de cursă *1* oprind motorul respectiv, celălalt continuînd funcţionarea pînă la atingerea limitatorului *2*.

Practica a confirmat justeţea acestor ipoteze, instalaţia funcţionînd în condiţii normale de doi ani.

În figura 16 se prezintă o vedere de ansamblu asupra panoului de comandă.

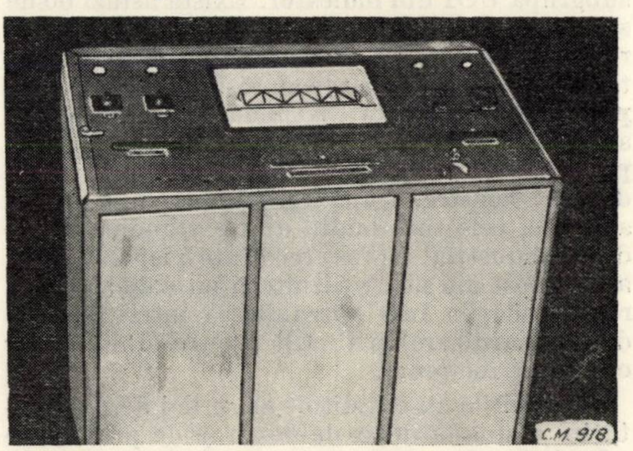


Fig. 16. Vedere de ansamblu a pupitrului de comandă.

Se pot observa butoanele de comandă, lămpile de semnalizare, precum şi ecranul sinoptic.

Schema electrică prezentată asigură o funcţionare de durată, comandă simplă şi siguranţă pentru muncitorii sudori prin aceea că în tot timpul operaţiilor de ridicare-coborîre sau rotire sistemul de semnalizare optică-acustică atrage atenţia asupra operaţiilor ce se execută.

Pentru a se evita orice posibilitate de avarie sau accident s-a prevăzut în circuitul electric un întreruptor *IC* cu cheie tip Yalle care scoate de sub tensiune întreaga instalaţie electrică.

De asemenea, tot sub cheie, se află întreruptorul general *IP*, precum şi capacul de protecţie al panoului (nu apare în figură 16) pe care se află de altfel trecut numele personalului la care se află cheile menţionate.

Pe fiecare coloană se află cîte un buton de alarmă care permite oprirea oricărei operaţii. În felul acesta siguranţa în exploatare este mult mărită putîndu-se interveni direct.

De altfel, cu această instalaţie nu poate lucra decît personalul care a fost instruit conform normelor de protecţia muncii şi după ce în prealabil şi-a însuşit cuprinsul instrucţiunilor respective.

Prin realizarea acestei instalaţii s-a obţinut o creştere a productivităţii muncii cu circa 40%.

Practica exploatării instalaţiei timp de doi ani a confirmat justeţea soluţiei adoptate, instalaţia funcţionînd în bune condiţii şi fără accidente, asigurîndu-se totodată cusături de bună calitate la toate operaţiile de sudare prevăzute la acest schelet.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Iordan, C.* Tehnologia construcţiei cazanelor.

[2] Revista Schweissen und Schneiden, nr. 10, 1962.

[3] Manual de protecţia muncii. Consiliul Central al Sindicatelor din R.P.R. Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii, 1962.

CZ 621.001.13 : 744 : 338.04

Îmbunătăţirea muncii de proiectare în construcţia de maşini. Necesitatea editării unei colecţii a standardelor de desen industrial însoţită de comentarii

Ovidiu VĂTĂŞAN

Standardele pentru desene sînt cuprinse în subgrupa U01 din indicator. Există astăzi 60 de standarde în această subgrupă dintre care 34 se referă la desenul în construcţia de maşini. Dintre acestea, 13 standarde au fost editate încă din primul an de activitate a Oficiului de stat pentru standarde, 1949, şi sînt standarde de bază pentru proiectarea în aceasta ramură principală a industriei noastre. După aproximativ opt ani de aplicare, cele mai multe dintre standardele de desen industrial au fost reeditate , iar în ultimii ani au fost din nou revizuite şi puse de acord cu recomandările ISO (Organizaţia internaţională de standardizare) şi CAER (Consiliul de ajutor economic reciproc).

Revizuirile au constituit un prilej de îmbunătăţire a standardelor de desen şi de prezentare a lor într-o formă cît mai apropiată de perfecţiune. Or, după cum se va arăta mai jos prin cîteva exemple din ultimile ediţii ale celor mai importante standarde de desen industrial, ele pot fi încă îmbunătăţite cuprinzînd :

— unele definiţii neclare, necomplete sau chiar greşite ;

— multe paralelisme ;

— probleme secundare, fără importanţă, care estompează pe cele importante ;

— unele exemple alese pentru ilustrarea normelor stabilite şi care nu sînt cele mai caracteristice sau care conţin abateri de la prescripţiile impuse prin alte standarde ;

— prezentare insuficient sistematizată.

Aceste lipsuri se datoresc în cea mai mare parte faptului că elaborarea standardelor de desen industrial s-a făcut de colective diferite, unele aparţinînd Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, altele Ministerului Invăţămîntului etc., a căror muncă nu au fost suficient coordonată. Dezbaterea proiectelor nu a avut loc pe scară destul de largă şi în prezenţa celor mai competenţi factori ai institutelor de proiectări şi institutelor de învăţămînt tehnic superior. Termenele elaborării au fost, probabil, prea scurte şi s-a lucrat astfel adesea cu teama nerealizării planului.

Or tocmai standardele de desen, a căror perfecţiune condiţionează calitatea unui mare număr de standarde din alte sectoare, trebuie elaborate cu o respectare deosebită a principialităţii de către inginerii şi tehnicienii cu evidentă experienţă în acest domeniu. Textul trebuie să fie concis şi clar, controlat şi de specialişti ai limbii. Figurile trebuie să fie simple, cît mai reprezentative şi complete, desenate şi controlate cu cea mai mare scrupulozitate, pentru că ele vor servi ca model şi ghid pentru toţi proiectanţii.

Astăzi, lipsurile din standardele de desen industrial fac ca ele să nu-şi îndeplinească pe deplin rolul. În multe cazuri chiar şi standardele fără lipsuri pot duce la interpretări diferite, de care sînt adesea susceptibile reprezentările în desenul industrial. Standardele însă care au şi lipsuri determină pierderi de timp şi energie, prin discuţii contradictorii. Pe lîngă acestea, ştirbesc şi prestigiul de care trebuie să se bucure opera de standardizare.

Se dau în continuare exemple din lipsurile semnalate.

STAS 415—61. Desene tehnice. Clasificare şi terminologie. Acest standard cuprinde, în $2\,^1/_2$ pagini, zece capitole cu un conţinut banal, lipsit de principialitate şi se apreciază că nu era nevoie de multe dintre ele. Aşa de exemplu se indică :

— „Cap. 2. Clasificarea desenelor tehnice după modul de prezentare" ;

— „2. 1. Desenul în creion" ;

— „2. 2. Desenul în tuş" ;

— „2. 3. Desenul în tente" ;

— „Cap. 3. Clasificarea desenelor tehnice după faza executării" ;

— „3. 1. Schița . . . ." (4 rînduri de explicații) ;

— „3. 2. Desenul de studiu . . . . ." (2 rînduri de explicații) ;

— „3.3. Desenul de execuție . . . . ." (2 rînduri de explicații şi o observație pe două rînduri).

STAS 105—64. Desene tehnice. Reprezentarea vederilor, secțiunilor şi rupturilor în desenul industrial. Cu toate că este de două ori mai voluminos decît standardul similar german DIN 6—56, clarifică mai puțin unele probleme.

Într-o pagină şi jumătate de text se dau, în capitolele „1. Generalități" şi „3. Clasificarea secțiunilor", unele definiții necomplete şi clasificări fără importanță.

Aşa de exemplu la punctul „1. 3. Secțiune propriu-zisă" trebuia să figureze şi excepția de la regulă, care este dată mult mai departe la punctul 4. 7. Excepția prevede că la aceste secțiuni se vor reprezenta în vedere muchiile alezajelor sau adînciturilor cilindrice, conice sau sferice aflate în spatele suprafeței de secționare.

Clasificări care ar putea lipsi sînt cele după poziția planului de secționare față de axa principală a obiectului, în secțiune longitudinală şi în secțiune transversală, şi după poziția planului de secționare față de planul orizontal de proiecție, în secțiuni orizontale, secțiuni verticale şi secțiuni înclinate.

În schimb, ar fi utile indicații asupra cazurilor cînd este mai bine să se folosească secțiuni cu vedere sau secțiuni propriu-zise sau cînd este bine să se folosească secțiuni frînte sau secțiuni parțiale etc.

Exemplele citate pentru diferitele definiții nu cuprind întotdeauna cele mai caracteristice figuri şi uneori sînt omise chiar figurile de pe aceeaşi pagină cu textul definiției. Aşa de exemplu, la punctul „1.2. Secțiune cu vedere", nu se dă ca exemplu figura 1*b* de pe aceeaşi pagină cu definiția, ci se dă ca prim exemplu figura 3*a* ; nu se dau şi figurile 3*b* şi 3*c*, cu toate că şi acestea sînt tot secțiuni cu vedere. Acest fapt poate produce nedumerire. De asemenea, la punctul „1.3. Secțiune propriu-zisă" se dau ca exemple figurile 2 şi 26 şi nu figura 7, mult mai caracteristică şi mai apropiată de textul definiției decît figura 26. De altfel, în figura 26 nu se deosebeşte de loc secțiunea cu vedere de secțiunea propriu-zisă, astfel că nici nu este un exemplu concludent pentru secțiunea propriu-zisă.

Neclar ni se pare formulat punctul 2.6 din capitolul „2. Reprezentarea vederilor". El are textul :

„În cazul în care pentru înțelegerea formei unui obiect sînt necesare vederi ale unor porțiuni ale suprafețelor laterale ale unei proiecții (vederi parțiale), acestea se reprezintă limitate prin linii de contur şi linii de ruptură".

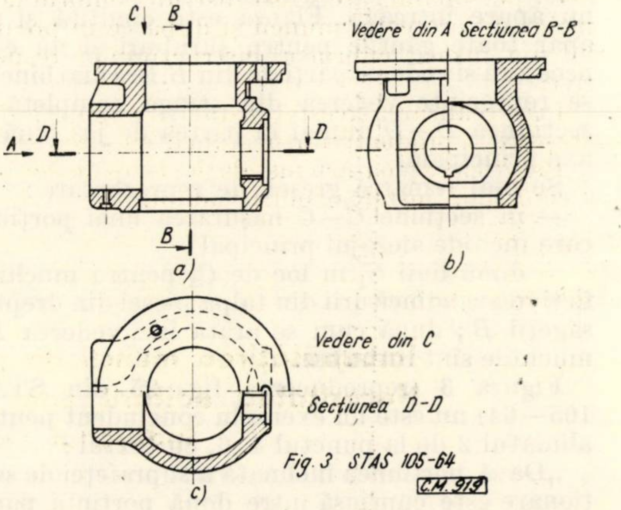


Fig. 1

Expresia „. . . . suprafețelor laterale ale unei proiecții . . . . ." ni se pare greşită. Textul ar trebui să urmeze mai corect astfel : „. . . . suprafețelor laterale ale lui, acestea se proiectează într-o direcție favorabilă ca vederi parțiale, limitate prin linii de ruptură".

Cu această ocazie apare şi lipsa definirii vederilor parțiale în cadrul capitolului 1, aşa cum este definită secțiunea parțială la punctul 3.1.d.

Exemplul din figura 11 este o repetare a figurii 4 din STAS 614—61.

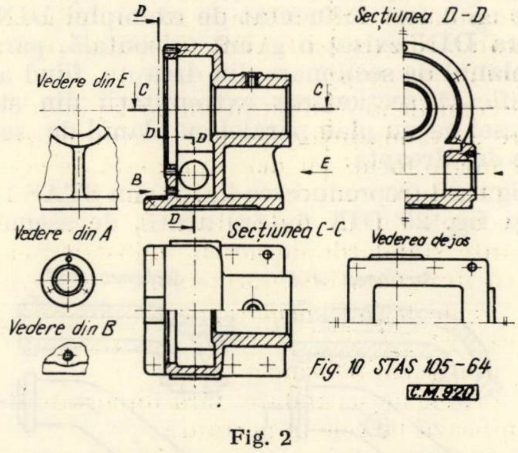


Fig. 2

În figura 3 este scris : „vedere din *A* şi vedere din *C* la vederea laterală din dreapta, respectiv la vederea de sus". Aceste vederi fiind aşezate în locurile normale, conform „STAS 614-61 Desene tehnice. Dispoziția proiecțiilor", punctul 2.4, nu trebuie să fie însoțite de notare.

În această figură mai apar neconcordanțe între cele trei proiecții. Astfel, atît în „vederea din *A*", cît şi în „secțiunea *B—B*" lipseşte cercul, cu diametrul ceva mai mare decît al alezajului cu canal de pană, reprezentînd proeminenţa circulară dinspre axa verticală a piesei. Această proeminenţă lipseşte şi în secţiunea *D—D*.

În figura 2 (reproducerea fig. 10 din STAS 105—64) „secţiunea în trepte *D—D*" nu este raţională. Din cauza treptei vederea din stînga nu apare întreagă. Flanşa este ciuntită şi nu apar toate găurile pentru şuruburi şi nu este necesară şi vederea parţială din *B*. Era mai bine să se reprezinte vederea din stînga completă şi secţiunea *D—D* numai în partea de jos pînă la axa principală.

Se mai remarcă greşeli de reprezentare :

— în secţiune *C—C* haşurarea unei porţiuni care închide alezajul principal ;

— două linii C_1 în loc de C_3 pentru muchiile fictive ale adînciturii din talpa piesei din dreptul săgeţii *B* ; după cum se arată în „vederea *B*" muchiile sînt rotunjite.

Figura 3 (reproducerea fig. 25 din STAS 105—64) nu este un exemplu concludent pentru aliniatul 2 de la punctul 4. 6, cu textul :

„Dacă porţiunea înclinată a suprafeţei de secţionare este cuprinsă între două porţiuni paralele orizontale, frontale sau laterale ale acestei suprafeţe, ea nu se rabate (fig. 25)".

Este necesar să se observe întîi că în aliniat trebuia folosit peste tot termenul de plan, nu de suprafaţă de secţionare. În desenul tehnic se rabat numai plane, nu şi suprafeţe.

În figura 25 nu este justificată a doua frîngere a planului de secţionare din partea stîngă a piesei, deoarece forma de rotaţie a capătului piesei are aceeaşi secţiune şi cu planul de secţionare înclinat. Exemplul ales impune chiar rabaterea planului înclinat pentru a putea cota gaura verticală şi bosajul ei pe secţiune. Exemplul STAS pare că a fost influenţat de exemplul DIN. În figura DIN există o gaură orizontală, paralelă cu planul de secţionare din dreapta, fiind astfel justificată secţionarea extremităţii din stînga a piesei cu un plan paralel cu planul de secţionare din dreapta.

Figura 4 (reproducerea fig. 33 din STAS 105—64 şi fig. 29 DIN 6—56) arată, de asemenea, posibilitatea de a reprezenta diferit acelaşi obiect şi ar fi de discutat care metodă este mai bună.

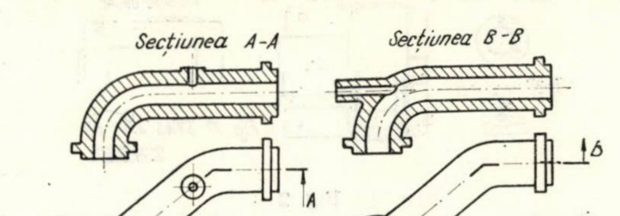


Fig. 3

În figura STAS, secţiunea înclinată faţă de secţiunea orizontală este secţiune cu vedere. În această secţiune, nervura apare scurtată fiind proiectată înclinat.

În figura DIN s-a adoptat metoda de reprezentare a flanşelor. Secţiunea este făcută prin ambele nervuri diametral opuse şi cele două găuri apar rabatate peste această secţiune.

În figura STAS se mai observă reprezentarea necorespunzătoare a celei de-a doua găuri, indicată printr-o cruciuliţă foarte mică, mai mică chiar decît gaura.

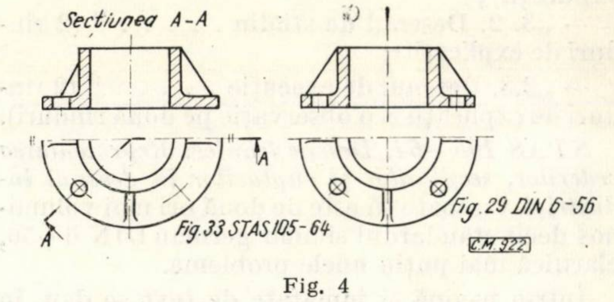


Fig. 4

Credem că punctul 7. 5 care admite ca elementele care se repetă să fie reprezentate complet o singură dată, iar celelalte convenţional prin axe sau conturul lor, să fie completat în sensul că găurile să fie reprezentate numai prin axe dacă sînt mai numeroase, de exemplu cel puţin patru găuri, deoarece numai pentru două găuri economia de muncă este neînsemnată.

Figura 22 din STAS contravine ultimei propoziţii de la punctul 5. 2 : „Segmentele de linie continuă groasă (de la capetele sau locul de frîngere a traseului de secţionare) nu trebuie să intersecteze linii de contur". În această figură liniile groase din locul de frîngere a traseului de secţionare taie cercul de contur al alezajului central. Deoarece se pot ivi cazuri cînd nu se poate evita această întretăiere de linii, este mai bine ca punctul 5.2 să fie numai o recomandare.

Credem că în ediţia din 1964 a standardului s-a exagerat cu notarea aproape a tuturor traseelor de secţionare şi a secţiunilor, chiar şi atunci cînd nu se poate produce confuzie, cum este de exemplu în figura 1 (fig. 3 STAS), apoi figurile 5, 7, 9 etc. (STAS). În felul acesta desenul poate deveni prea încărcat de notaţii.

Se recomandă să se dea un exemplu cu un traseu de secţionare frînt ca în figura 5.

La multe figuri nu sînt vizibile punctele la liniile de axă P_3 (fig, 3 a, 12, 21, 25 STAS).

STAS 188—64. Desene tehnice. Cotarea în desenul industrial. În acest STAS definiţia din punctul 3.7 este : „ Racordarea a două suprafeţe plane, neperpendiculare se poate face în două feluri . . . " şi se dau trei exemple (fig. 43, 44 şi 45). În aceste trei figuri numai într-una există o faţă plană, toate celelalte cinci suprafeţe sînt cilindrice sau conice.

Nu se precizează cum trebuie cotate complet conicităţile şi reducerile. Exemplele arată la punctul 2. 2. 9. simbolurile facultative (neindicate, deoarece ▷ şi >se pot confunda uşor), iar la 2.2. 11 felul de a înscrie conicitatea, reducerea sau înclinarea. Nici una dintre figurile citate nu are cotarea completă pentru conicitate.

La regulile cotării locaşurilor de pană (punctul 3. 11) nu este reglementată cotarea la arbori a formei locaşurilor ovale şi poziţia locaşului în direcţia longitudinală a arborelui.

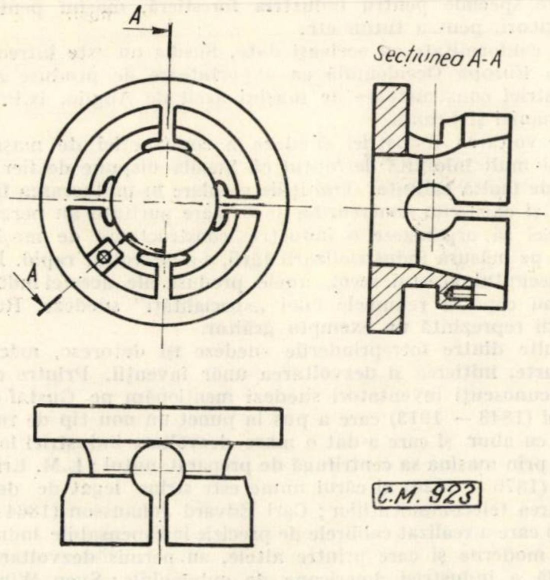


Fig. 5

Şi în acest standard sînt desene executate cu superficialitate, de exemplu axe fără puncte — figurile 35, 37, 47 etc. Secţiunea *A — A* din figura 54 nu este notată şi trebuia : „Secţiunea *A — A* (rotită)".

Paralelism se observă aici prin indicarea la punctul 3.10 a cotării filetelor şi canelurilor, iar la punctul 3.14 a tratamentelor superficiale şi a rugozităţilor. Acestea sînt date în standarde speciale la care face trimitere observaţia de la începutul acestui standard. Standardul a devenit astfel mai voluminos, fără a reglementa îndeajuns toate problemele importante ale cotării, prin modele de cotare optimă.

STAS 613 — 62. D. T. Reprezentări axonometrice în desenul industrial. Primul punct are textul :

„1.1. Reprezentarea axonometrică a unui obiect în desenul industrial este proiecţia paralelă a acelui obiect pe un plan înclinat faţă de axele dimensionale ale obiectului, sau paralel cu una sau două din acestea".

Proiecţii axonometrice pe un plan paralel cu o axă a triedrului tridreptunghic nu se folosesc în desenul industrial. Se folosesc aproape exclusiv proiecţiile ortogonale, înclinate faţă de toate trei axele.

Deoarece standardul este valabil pentru toate ramurile tehnice, nu trebuia să aibă specificarea pentru desenul industrial, ci pentru desenul tehnic.

STAS 6162—60. Desene tehnice. Reprezentarea şi cotarea arborilor şi butucilor canelaţi. Acest standard indică reprezentarea convenţională foarte practică, a arborilor şi butucilor canelaţi. În secţiune transversală se reprezintă numai două canale alăturate, iar cotarea nu se face detaliat, ci se dau caracteristicile principale de execuţie prin linie de indicaţie.

În STAS „612—66. Desene tehnice", notarea stării suprafeţei în desenul industrial, secţiunea transversală a butucului canelat este desenată cu toate canelurile şi se dau cotele şi semnele de rugozitate distribuite în aşa fel, încît proiectantul este încredinţat că atunci cînd trebuie să indice starea suprafeţei nu mai este valabilă reprezentarea convenţională conform STAS 6162—60. La roţi dinţate s-a procedat mai bine, semnele de stare a suprafeţelor dinţilor fiind date în standardele speciale de indicare a elementelor danturii. În acelaşi fel trebuie procedat şi la caneluri, dînd în reprezentarea convenţională şi notarea stării suprafeţelor. Făcînd în STAS 612-66 trimitere la standardele speciale pentru caneluri, respectiv pentru roţi dinţate, se elimină şi paralelismul. Standardele speciale ar fi bine să cuprindă şi înscrierea toleranţelor, care să nu mai fie dată în standardele de înscriere a toleraţelor decît prin trimitere.

Nu se citează alte lipsuri, cele menţionate fiind concludente.

Se consideră că este necesar să se pornească o acţiune de îmbunătăţire a standardelor de desen. După o critică şi minuţioasă examinare, de către colective competente, a actualelor standarde, să se elimine tot ce este de prisos, să se îndrepte toate greşelile şi să se prezinte toate problemele principale şi esenţiale într-o colecţie de standarde care să fie însoţită eventual şi de o broşură cu comentarii.

Cronică

Industria constructoare de maşini în Suedia

Industria constructoare de maşini constituie sectorul industrial cel mai important din Suedia. În 1962 producţia sa totală reprezenta o treime din ansamblul producţiei industriale suedeze.

Această ramură s-a dezvoltat mult mai rapid decît oricare alta în Suedia. În cursul ultimilor cinci decenii, producţia sa a crescut de opt ori.

În industria constructoare de maşini s-au înglobat patru grupe principale: produse specifice de larg consum, construcţii mecanice propriu-zise, inclusiv automobilele şi alte mijloace de transport, construcţii electrice şi construcţii navale.

O caracteristică a industriei constructoare de maşini în Suedia este aceea că uzinele acestei ramuri sînt numai rareori de mari dimensiuni. Numai cîteva şantiere navale şi uzine de construcţii mecanice şi electrice pot fi considerate ca fiind mari, în raport cu normele europene.

Industria constructoare de maşini în Suedia avea în 1965 aproape 400 000 salariaţi, aproximativ 40% din totalul personalului angajat în industriile de extracţie şi transformare. De mulţi ani s-a observat că personalul administrativ şi de alt gen creşte mai repede decît personalul muncitoresc, ceea ce este explicat prin necesitatea de a avea o proporţie crescută de tehnicieni în domeniul cercetării, dezvoltării, proiectării şi planificării. În 1965 personalul neproductiv direct reprezenta aproape un sfert din personalul total din industria constructoare de maşini.

Structura întreprinderilor existente în industria constructoare de maşini poate reieşi şi din datele următoare:

Numărul de salariaţi	Intreprinderi %	Personal %
pînă la 10	42	5
11—20	22	6
21—50	19	12
51—100	8	10
101—200	4	10
201—500	3	16
501—1 000	1	14
peste 1 000	1	27

Se observă că majoritatea întreprinderilor sînt de importanţă mijlocie sau mică. Cam treizeci de întreprinderi, mai puţin de 1% din total, au mai mult de 1000 de salariaţi, ceea ce, cu tot numărul lor redus, le permite să acopere 27% din forţa de muncă din totalul industriei constructoare de maşini.

Industria suedeză a construcţiilor de maşini depinde într-o foarte mare măsură de pieţele externe. Aproape 30% din producţia sa se exportă, iar 40% din exporturile suedeze consistă în produse ale acestei industrii. De exemplu, uzinele suedeze de automobile exportă aproximativ jumătate din producţia lor. În ceea ce priveşte şantierele navale, această cifră se ridică la 75%, iar pentru unele maşini de birou la încă şi mai mult.

După datele Institutului suedez pentru relaţiile culturale cu străinătatea, produsele principale de export sînt: rulmenţi, telefoane şi reţele telefonice, turbine cu abur, echipamente hidroelectrice, instalaţii pneumatice de perforare, balize şi faruri automate, locomotive şi material rulant, motoare, maşini pentru industria laptelui, instalaţii frigorifice, maşini de cusut, arme de vînătoare, maşini-unelte, echipamente speciale pentru industria forestieră, maşini pentru chibrituri, pentru tutun etc.

În conformitate cu aceleaşi date, Suedia nu este întrecută în Europa Occidentală ca exportatoare de produse ale industriei constructoare de maşini decît de Anglia, R.F. a Germaniei şi Franţa.

Dezvoltarea industriei suedeze a construcţiei de maşini a fost mult înlesnită de faptul că Suedia dispune de fier şi oţel de înaltă calitate. Tradiţiile seculare în prelucrarea fierului şi existenţa minereurilor de o mare puritate au permis Suediei să organizeze o industrie constructoare de maşini care, pe măsura industrializării ţării, s-a dezvoltat rapid. De la începutul acestui secol, unele produse ale acestei industrii au căpătat renumele unei ,,specialităţi'' suedeze. Rulmenţii reprezintă un exemplu grăitor.

Multe dintre întreprinderile suedeze îşi datoresc, măcar în parte, iniţierea şi dezvoltarea unor invenţii. Printre cei mai cunoscuţi inventatori suedezi menţionăm pe Gustaf de Laval (1843 — 1913) care a pus la punct un nou tip de turbină cu abur şi care a dat o mare dezvoltare industriei laptelui prin maşina sa centrifugă de preparat untul; L.M. Ericsson (1876 — 1926) al cărui nume este strîns legat de dezvoltarea telecomunicaţiilor; Carl Edvard Johansson (1864 — 1943) care a realizat calibrele de precizie indispensabile industriei moderne şi care printre altele, au permis dezvoltarea rapidă a industriei americane de automobile; Sven Wingquist (1876 — 1953) care a pus la punct rulmentul cu bile în forma pe care o cunoaştem în prezent.

O tendinţă caracteristică a industriei suedeze de construcţii de maşini este aceea de a căuta să-şi ridice continuu eficienţa. Plecînd de la considerentul că este absolut necesar de a-şi perfecţiona mereu procedeele de fabricaţie şi de a realiza noi produse în scopul de a-şi păstra poziţiile cîştigate pe toate pieţele, se realizează mari investiţii anuale în domeniile cercetării, dezvoltării şi formării cadrelor tehnice.

,,Universalitatea'' în domeniul producţiei se consideră că aparţine trecutului, în prezent dominînd specializarea. Drept consecinţă, numeroase întreprinderi au procedat la o netă concentrare a programului lor de producţie. Pe de altă parte s-a dezvoltat în foarte mare măsură cooperarea între diferite întreprinderi. Cercetarea este, de asemenea, de multe ori finanţată în comun şi a devenit destul de obişnuită şi cooperarea în studiul pieţelor. Toate acestea au drept scop de a promova o specializare cît este posibil de adîncă.

În această ordine de idei, un factor important a devenit folosirea întreprinderilor care fabrică piese şi elemente semifinite pentru întreprinderi care produc produse finite. Aproape 25% din producţia actuală a industriei constructoare de maşini consistă astfel în produse a căror transformare este neterminată. Eforturi serioase sînt în consecinţă depuse pentru dezvoltarea în continuare a acestui sistem pentru a putea astfel să se folosească mai eficient resursele disponibile.

Prof. ing. *C. Aramă*

Brevete

Brevet nr. 49028 – 10.X.1967. **Pulsator.** Ing. *O. Opriş*, ing. *I. Constantinescu.*

Invenţia se referă la un pulsator cu piston pentru crearea unei presiuni alternative în scopul încercării la pulsaţii a manometrelor.

Pulsatorul, conform invenţiei, foloseşte un pistonaş care culisează într-un orificiu, antrenat într-o mişcare de translaţie de un cadru rigidizat de un piston, pistonaş care, la fiecare cursă de întoarcere, deschide un circuit între un rezervor şi un banc de probă.

Se dă mai jos un exemplu de realizare a pulsatorului, conform invenţiei, în legătură şi cu figurile 1 şi 2, care reprezintă :

- figura 1, o secţiune longitudinală prin pulsator ;
- figura 2, o secţiune transversală prin cilindru.

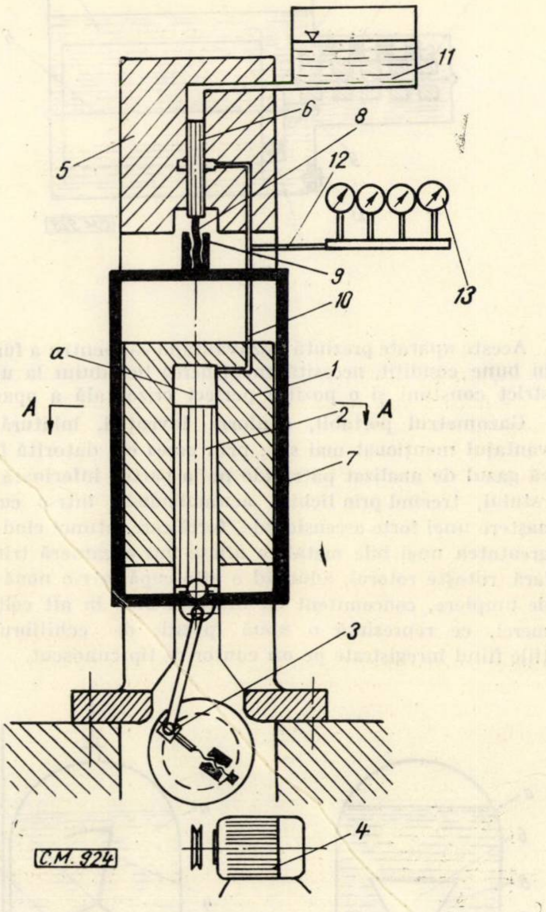


Fig. 1

Pulsatorul, conform invenţiei este format dintr-un cilindru *1*, în care culisează un piston *2*, acţionat de un mecanism reglabil bielă manivelă *3*, ce primeşte o mişcare de rotaţie de la un electromotor *4*.

La partea superioară a cilindrului *1* este practicat un orificiu *5* în care culisează un pistonaş *6* de secţiune redusă, antrenat în mişcare de translaţie de un cadru *7* rigidizat cu pistonul *2*. Cursa pistonaşului *6* se poate regla cu ajutorul unui şurub *8* înfiletat într-o piuliţă *9* fixată pe cadrul *7*. Prin ridicarea pistonului *2* lichidul *a* este refulat printr-o conductă *10* şi prin orificiul *5* într-un rezervor *11*, iar printr-o conductă *12* către un stand de probă *13*. După ce pistonaşul *6* obturează conducta *10* închizînd circuitul spre rezervorul *11*, presiunea se va exercita integral asupra standului de probă *13* pînă la finele cursei pistonului *2*. La cursa de întoarcere a pistonului *2* presiunea scade, iar eventualele pierderi din sistem se compensează prin deschiderea circuitului de la rezervorul *11* spre conducta *10*, datorită coborîrii pistonaşului *6*.

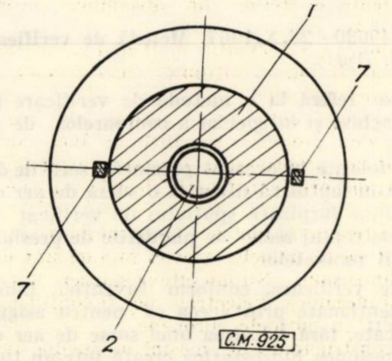


Fig. 2

Brevet nr. 49129–10. XI. 1967. **Procedeu de îmbinare a tubulaturii.** *Gh. Măndică.*

Invenţia se referă la un procedeu de îmbinare a tubulaturii de ventilaţie cu secţiune pătrată sau dreptunghiulară.

Este cunoscut un procedeu de îmbinare a tubulaturii de ventilaţie cu ajutorul unor rame de oţel cornier, fixate cu nişte nituri la capetele tuburilor, între cadre fiind montată o garnitură de etanşare strînsă cu nişte şuruburi, dar care prezintă dezavantajul că nu poate să asigure o etanşare perfectă la locul îmbinării şi măreşte greutatea construcţiei.

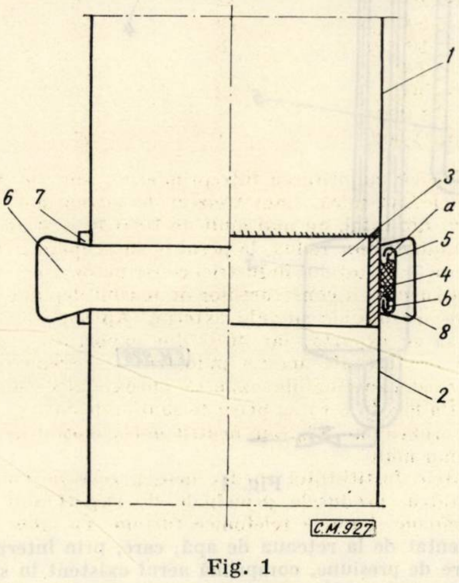


Fig. 1

Procedeul, conform invenţiei, înlătură dezavantajele de mai sus prin aceea că, în scopul asigurării unei bune etanşări la locul îmbinării, foloseşte o garnitură de etanşare montată între capetele răsfrînte ale tronsoanelor care sînt ghidate între ele cu ajutorul unui cadru interior şi strînse cu nişte bride.

Potrivit invenţiei, capetele *a* şi *b* ale unor tronsoane *1* şi *2* se răsfrîng, iar în interiorul tubului *1* se sudează un cadru *3* metalic care ghidează şi în interiorul tubului *2* pentru asigurarea coaxialităţii şi rigidizării, iar între capetele celor două tronsoane *1* şi *2* se introduce o garnitură *4* din material plastic, care este strînsă cu ajutorul unor bride glisante *5*, *6*, *7* şi *8*, asigurînd astfel o etanşare sigură între tronsoanele *1* şi *2* (fig. 1).

Brevet nr. 49030—28.X.1967. **Metodă de verificare la etanşare.** Ing. *O. Opriş.*

Invenţia se referă la o metodă de verificare la etanşare a spaţiilor închise şi în special a contoarelor de gaze de tip umed.

Metodele folosite în prezent prezintă o serie de dezavantaje care constau în faptul că necesită o sursă de aer comprimat, a cărei presiune furnizată spaţiului de verificat este dificil de reglat, dezavantaj mărit de pierderile de presiune datorită neetanşeităţii robinetelor.

Metoda de verificare, conform invenţiei, înlătură dezavantajele menţionate prin aceea că pentru asigurarea unei precizii ridicate, fără folosirea unei surse de aer comprimat, utilizează presiunea hidrostatică creată într-un tub în formă de U alimentat de la reţeaua de apă, care, prin intermediul unei camere de presiune, comprimă aerul existent în spaţiul de încercat, pînă cînd acesta atinge presiunea prescrisă, după care se închide alimentarea cu apă de la reţea, spaţiul de încercat fiind lăsat sub presiune un timp determinat, după care se citeşte la un manometru cu tub în formă de U, legat la spaţiul de verificat, eventualele pierderi de presiune datorită neetanşeităţilor.

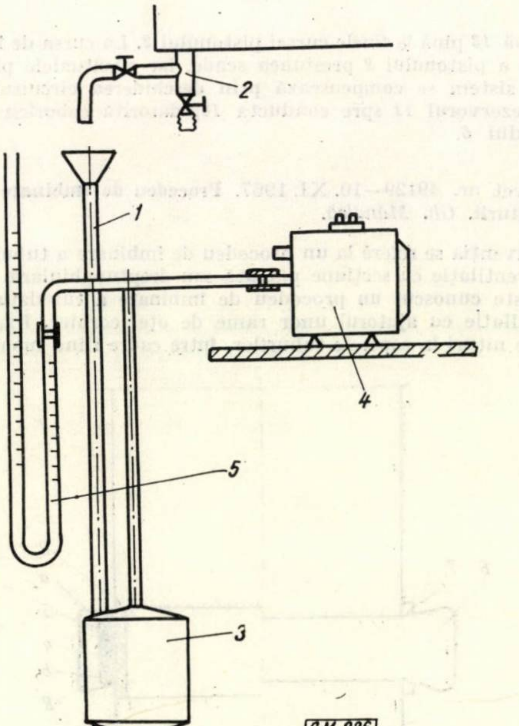


Fig. 1

Metoda constă în folosirea presiunii hidrostatice create într-un tub *1* în formă de U, tub *1* alimentat de la reţeaua de apă *2*, care, prin intermediul unei camere de presiune *3*, comprimă aerul existent în spaţiul de încercat *4*, pînă cînd acesta atinge presiunea prescrisă. Se închide apoi alimentarea cu apă de la reţeaua *2*. Spaţiul de încercat *4* este lăsat sub presiune un timp determinat, după care se citeşte pe un manometru *5* cu tub în formă de U eventuala pierdere de presiune datorită neetanşeităţilor.

Brevet nr. 49027 — 10.X.1967. **Gazometru portabil.** *Gh. Clipici, M. Barnea.*

Invenţia se referă la un gazometru portabil pentru luarea probelor de aer necesare laboratoarelor igienico-sanitare.

Sînt cunoscute gazometre cu lichid şi rotor cu cupe sau palete aşezate radial, care pe măsura pătrunderii aerului între volumul limitat de o paletă şi suprafaţa lichidului, rotesc rotorul înscriind fiecare rotaţie pe un contor.

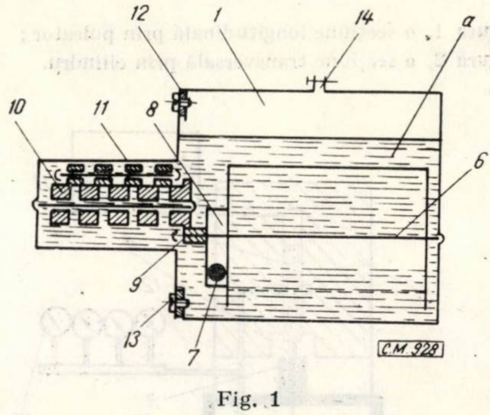


Fig. 1

Aceste aparate prezintă dezavantajul că, pentru a funcţiona în bune condiţii, necesită menţinerea lichidului la un nivel strict constant şi o poziţie perfect orizontală a aparatului.

Gazometrul portabil, conform invenţiei, înlătură dezavantajul menţionat mai sus, prin aceea că, datorită faptului că gazul de analizat pătrunde pe la partea inferioară a aparatului, trecînd prin lichid, acumulîndu-se într-o cupă, dă naştere unei forţe ascensionale, forţă care, atunci cînd întrece greutatea unei bile metalice aflate într-o cameră triunghiulară, roteşte rotorul, aducînd o altă cupă într-o nouă poziţie de umplere, concomitent cu mutarea bilei în alt colţ al camerei, ce reprezintă o nouă poziţie de echilibru, rotaţiile fiind înregistrate pe un contor de tip cunoscut.

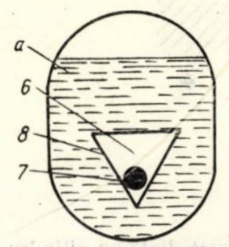


Fig. 2

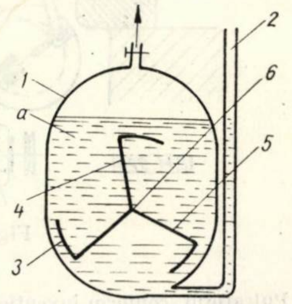


Fig. 3

Se dă în continuare un exemplu de realizare a invenţiei, în legătură şi cu figurile 1—4, care reprezintă :

— figura 1, secţiune longitudinală prin gazometru la nivelul rotorului ;

— figura 2, o secţiune transversală prin gazometru în dreptul camerei triunghiulare;

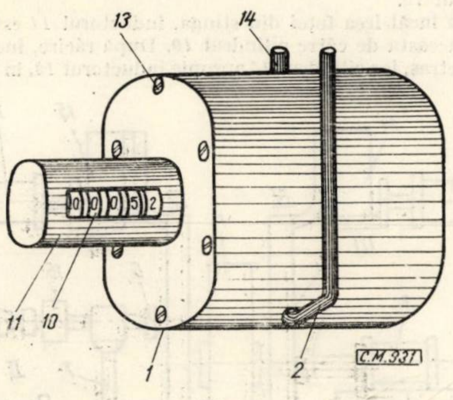


Fig. 4

— figura 3, o secţiune transversală în gazometru în dreptul cupelor;

— figura 4, o vedere în perspectivă a gazometrului.

Gazometrul este format dintr-o casetă 1 (fig. 1 şi 4), umplută cu un lichid *a* în care gazul pătrunde pe la partea inferioară, printr-o ţeavă *2*, şi se acumulează într-una din cele trei cupe *3*, *4* şi *5* dispuse radial pe un rotor *6*, montat orizontal în caseta 1 (fig. 3). Astfel se creează o forţă ascensională care, în momentul învingerii greutăţii unei bile *7*, aflată într-o cameră triunghiulară *8* montată de asemenea pe rotorul *6*, roteşte acesta din urmă aducînd o altă cupă într-o nouă poziţie de umplere, în timp ce bila *7* ocupă un nou colţ al camerei triunghiulare *8* echilibrînd sistemul (fig. 2). Pe rotorul *6* se mai găseşte un pinion *9* care transmite mişcarea de rotaţie a rotorului *6* unui contor mecanic *10*, aflat într-o casetă *11* îmbinată etanş cu caseta *1*, prin intermediul unei garnituri *12* şi al unor şuruburi *13*. Gazul este evacuat din aparat printr-o ţeavă *14*.

Documentare

Avantajele impregnării cu lubrifianţi cu siliconi. In: Rivista di Ingegneria, nr. 1, 1968.

Un nou procedeu, foarte simplu, pentru impregnarea părţilor metalice supuse uzurii, ale mecanismelor, cu uleiuri cu siliconi, a fost pus la punct, de curînd, în Franţa.

Se asigură astfel, pentru piesele supuse uzurii (de exemplu, pistoanele din aluminiu şi cămăşile de fontă ale cilindrilor motoarelor cu ardere internă sau compresoarelor), un sistem intern de lubrifiere permanentă ce poate fi utilizat singur sau pentru completarea unui sistem normal de ungere.

Astfel, în cazul pistoanelor motoarelor cu ardere internă, se poate suplini sistemul normal de ungere în situaţia pornirii la rece; în plus, se previne spălarea uleiului de pe peretele cilindrului de către carburant în timpul încălzirii.

Procedeul prevede degresarea iniţială a piesei respective prin afundarea într-un solvent (de exemplu, tetracloretilen), uscarea într-un mediu lipsit de praf şi menţinerea într-o cameră încălzită la 70—90°C pînă ajunge la temperatura respectivă. Piesa este apoi introdusă într-o baie de ulei cu siliconi încălzită în prealabil la 60°C, adică la o temperatură cît mai aproape de aceea a camerii de încălzire, dar fără a se ajunge la temperatura de descompunere a uleiului.

Piesa este lăsată în baie pînă la răcirea completă şi apoi se usucă. În acest fel se obţine o impregnare a metalului, datorită dilatării porilor în camera de încălzire. Preîncălzirea băii de ulei cu siliconi este necesară pentru ca, în momentul imersiunii, să nu se formeze vapori de ulei care să împiedice pătrunderea acestuia în porii dilataţi.

M.S.

Roţi elastice pentru calea ferată. In: Rivista di Ingegneria, martie 1968.

Întreprinderile Krupp au realizat recent un nou tip de roată specială (Bochum 54) pentru vehiculele ce se deplasează pe şine.

Roata nou realizată comportă un inel elastic din cauciuc precomprimat, montat între butucul roţii şi jantă. În acest fel se poate obţine pentru vagoanele căilor ferate aceeaşi confortabilitate ca şi în cazul automobilului; şocurile sînt amortizate, iar zgomotul aproape complet eliminat. În plus, se va putea evita şi zgomotul specific în curbă.

Noul tip de roată va fi în mod larg utilizat în cazul noilor linii metropolitane. Astfel, în curînd, metropolitanul din Rotterdam, noul metropolitan din Monaco şi noua linie rapidă a metropolitanului din Paris vor fi înzestrate cu vehicule utilizînd noul tip de roată.

M.S.

Electrozi de mare penetraţie pentru sudarea cuprului. În: Rivista di Ingegneria, aprilie 1968.

De curînd, a fost pus la punct, în R.P.P., procedeul de fabricaţie pentru electrozi de mare penetraţie pentru sudarea cuprului şi a aliajelor respective.

Cu ajutorul noilor electrozi se pot suda plăci de cupru de 20 mm grosime, de zece ori mai repede şi mai puţin costisitor decît cu oricare alt procedeu cunoscut.

În plus, noii electrozi sînt primii care permit sudarea într-un singur sau mai multe straturi a cuprului şi aliajelor sale şi care nu necesită o preîncălzire a marginilor plăcii sudate, chiar dacă aceasta are o grosime de peste 30 mm.

Noii electrozi — denumiţi „ECuGT" — sînt formaţi dintr-un miez de cupru, cu un înveliş presat conţinînd constituenţi pentru stabilizarea arcului, pentru dezoxidarea sudurii, protejarea împotriva excesului de oxigen, pentru asigurarea combinării cu hidrogenul şi pentru realizarea reacţiunilor exotermice.

Sudura obţinută prezintă bune calităţi mecanice şi o structură omogenă şi fără defect.

M.S.

O nouă transmisie cu şurub. A. I. Grincenko şi Iu. P. Grigoriev. In: Maşinostroitel, nr. 5, 1968.

Noua transmisie cu şurub prezentată în figura 1 este destinată pentru transformarea mişcării de rotaţie a şurubului în mişcare de translaţie a piuliţei. Şurubul *1* şi piuliţa *3* sînt montate în corpul *2* pe rulmenţii *4* şi *5*. Piuliţa este prevăzută cu pinteni circulari avînd diametrul mai mare decît diametrul şurubului. Axele şurubului şi piuliţei sînt paralele şi decalate cu distanţa *A*, care este mai mare decît înălţimea profilului piuliţei. Contactul în transmisie se realizează pe o generatoare a pintenilor circulari ai piuliţei sau într-un punct al acestora, în funcţie de profilul lor. Ca urmare, frecarea de alunecare este înlocuită prin frecare de rostogolire, ceea ce asigură un randament ridicat al transmisiei. Efortul de strivire aplicat în zona de contact este preluat de rulmenţii *5*.

La rotirea şurubului, piuliţa se roteşte în jurul axei sale pe rulmenţii *4*, deplasîndu-se în lungul şurubului împreună cu corpul *2*. Deplasarea axială a piuliţei este exprimată prin relaţia $s = t \frac{\varphi}{2\pi}$, unde t este pasul şurubului, iar φ — unghiul de rotaţie al acestuia; relaţia arată că precizia cinematică a transmisiei depinde numai de precizia pasului şurubului.

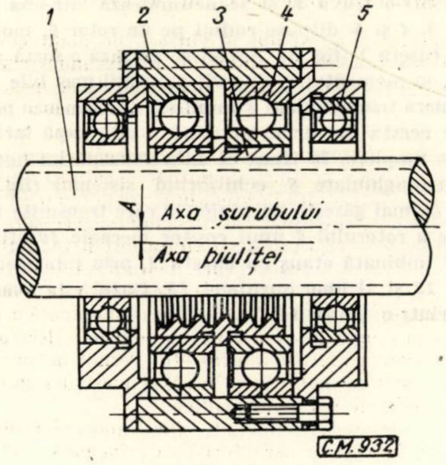


Fig. 1

Pentru simplificarea fabricaţiei, profilul şurubului are suprafaţa laterală riglată (spirala lui Arhimede, evolventă), profilul pintenilor circulari ai piuliţei avînd secţiunea axială tangenţială. Grosimea acesteia depinde de unghiul de ridicare a spiralei şurubului (la mărirea unghiului de ridicare, grosimea pintenilor se micşorează); valorile cele mai răspîndite ale unghiului de ridicare oscilează în jurul a 5—6°.

Pierderile în transmisie cumulează pierderile în rulmenţii piuliţei, pierderile de rostogolire a acesteia pe şurub şi pierderile de alunecare geometrică şi elastică în zona de contact. În funcţie de mărimea pierderilor, randamentul transmisiei variază între 60 şi 95 %.

Gh.Z.

Maşină pentru călirea feţelor bandajelor. S. F. Solodovnik. În: Maşinostroitel, nr. 5, 1968.

În procesul de fabricaţie al bandajelor, călirea CIF a feţelor lor laterale se efectuează curent pe maşini cu un singur inductor, piesa fiind aşezată orizontal pe maşină. Ca urmare, operaţia cuprinde şi o fază de întoarcere a bandajului, care necesită un dispozitiv special şi măreşte durata de execuţie.

Raţionalizatorii de la uzina de tractoare din Harkov au imaginat o nouă schemă de lucru, la care bandajul este dispus vertical între cele două batiuri ale maşinii. Pe batiuri (fig. 1) se află dispozitivul *I* de ridicare a bandajului, dispozitivul *II* de fixare, platformele mobile *III* cu transformatoarele *14* şi *15* şi inductoarele *IV*. Separat se montează dispozitivul de avans al bandajului, carcasa contactelor de încălzire şi carcasa aparaturii electrice. În fiecare parte a maşinii se mai montează bateria de condensatoare, organele de deplasare şi de comandă a încălzirii şi răcirii.

Feţele bandajului se călesc la o singură prindere pe maşină, mai întîi cea din stînga şi apoi cea din dreapta. Inductoarele inelare au miezul de fier magnetic. Apa de călire este proiectată prin orificii din camera fiecărui inductor pe piesă. Maşina este alimentată de un generator de 175 kW la 8 000 per/s. Durata încălzirii unei feţe a bandajului este de 25 s, iar durata răcirii — de 4,5 s.

Bandajul *1* este aşezat pe suportul *2*. Cilindrul pneumatic *3* deplasează chernerul *4* care sesizează bandajul, iar cilindrul *5* ridică ansamblul astfel format. La deplasarea chernerului *6*, ce este acţionat de cilindrul *8* prin intermediul mecanismului de transmitere *7*, bandajul este blocat. Bandajul este apoi antrenat în mişcare de rotaţie de către electromotorul *9* prin reductorul *16*.

Pentru încălzirea feţei din stînga, inductorul *11* este apropiat de aceasta de către cilindrul *10*. După răcire, inductorul *11* este retras, iar cilindrul *13* apropie inductorul *12*, în vederea călirii feţei din dreapta. La terminarea operaţiei au loc deplasările inverse, bandajul fiind depus pe suport.

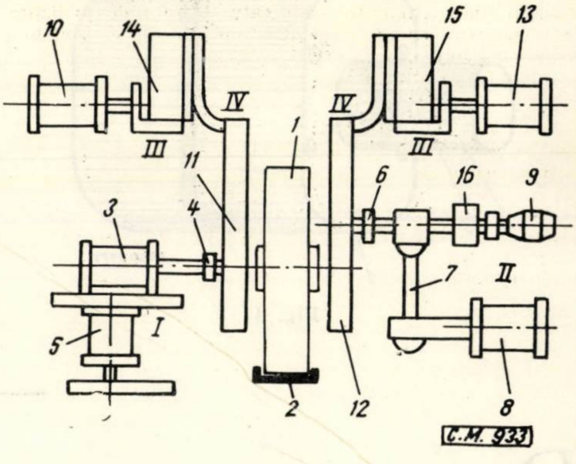


Fig. 1

Ciclul funcţional este complet automatizat. Schema electrică a maşinii asigură folosirea întregii sale capacităţi, în timpul încălzirii şi răcirea progresivă, pentru a realiza autorevenirea bandajului. Temperatura de revenire este controlată periodic.

Maşina este inclusă în linia de prelucrare mecanică a bandajelor, asigurînd sporirea productivităţii operaţiei faţă de cazul utilizării vechiului procedeu.

Gh.Z.

Procedeu de încălzire pentru mărirea duratei de utilizare a sculelor cu acoperire din carburi. În: Engineers' Digest, februarie 1968.

Se ştie că în cazul cînd sculele cu acoperire din carburi sînt folosite în mod intermitent pentru realizarea operaţiunilor de tăiere pe oţeluri, muchiile lor prezintă tendinţă de sfărîmare şi erodare. Aspectul este în general atribuit acţiunii combinate a şocurilor mecanice şi termice.

Considerînd o geometrie corespunzătoare a sculei, este posibil să se reducă în mod substanţial efectul şocurilor mecanice, însă durata de utilizare a sculei rămîne nemodificată, efectul şocului termic fiind mult mai important.

Într-adevăr, şocurile termice determinate de încălzirea muchiilor tăietoare la o temperatură cuprinsă între 800 şi 1 200°C, urmată de o răcire bruscă, determină o rapidă alternare a solicitărilor de compresiune, cînd scula începe operaţia de tăiere, cu solicitări la întindere, cînd contactul cu piesa este întrerupt.

Pentru prevenirea şocului termic în cazul aşchierii intermitente, se foloseşte, în mod obişnuit, procedeul micşorării temperaturii prin utilizarea unui fluid de răcire.

O serie de cercetări a demonstrat însă că folosirea unor fluide de răcire nu reduce în mod eficient şocul termic; astfel, s-a ajuns la concluzia utilizării măsurii inverse, adică menţinerea temperaturii sculei la o valoare ridicată. Rezultatele în acest sens fiind concludente, s-a pus la punct un nou procedeu corespunzător, utilizabil în lucrările de strunjire şi frezare.

Procedeul comportă şi o geometrie adecvată a sculei, precum şi considerarea condiţiilor de aşchiere, a naturii materialelor utilizate şi a temperaturii optime de aşchiere.

În cadrul operaţiilor de strunjire, capătul sculei este scăldat într-un jet de gaz avînd rolul de a evita şocul termic în zonele care nu vin în contact direct cu aşchiile.

La o temperatură optimă de 700°C, folosind un cuţit din oţel acoperit cu carbură, s-a ajuns — pentru strunjire — la o uzură medie de 0,4 mm în 70 min. Încercările efectuate utilizînd un fluid de răcire, în condiţii de lucru similare, au precizat că sînt necesare numai 15 min pentru a se atinge aceeaşi uzură.

Pentru frezare, scula este înconjurată de un inel concentric de gaze, jeturile de flacără formînd un fel de curea continuă. Şi în acest caz a apărut — în mod evident — avantajul menţinerii unei temperaturi ridicate. Durata de utilizare a sculelor încălzite este de circa 120 min, în timp ce sculele neîncălzite nu durează decît 37 min.

M.S.

Dispozitiv pentru înfăşurarea arcurilor. A.A. Timmerman. În : Maşinostroitel, nr. 5, 1968.

La uzina de maşini electrice „Elektrosila" din Leningrad s-a realizat un dispozitiv pentru înfăşurarea arcurilor cu pas variabil, din bare de oţel 60 S 2 A cu diametrul de 4—6 mm. Metoda de fabricaţie permite înfăşurarea numărului necesar de spire cu pasul prevăzut pe desen alternativ cu înfăşurarea cîtorva spire lipite. Semifabricatul astfel obţinut cuprinde mai multe arcuri care sînt separate ulterior prin retezare cu piatră de vulcanit, pe o maşină specială, sau cu freză-disc. Arcurile nu necesită prelucrare mecanică, deoarece spirele marginale se obţin strînse şi perpendiculare pe axa arcului. Înfăşurarea se execută la rece, pe strung de filetat.

Funcţionarea dispozitivului poate fi urmărită în figura 1. Pe glisiera strungului se fixează pieptenele *15*, iar pe suportul cuţitelor — căruciorul *10*. Montajul este realizat în aşa fel încît axa rulmentului *11* coincide cu axa arborelui strungului, iar rola *14*, care se roteşte în şliţul pîrghiei *9*, se deplasează de-a lungul pieptenului *15*; pasul dinţilor acestuia este mai mare decît grosimea sculei de retezat.

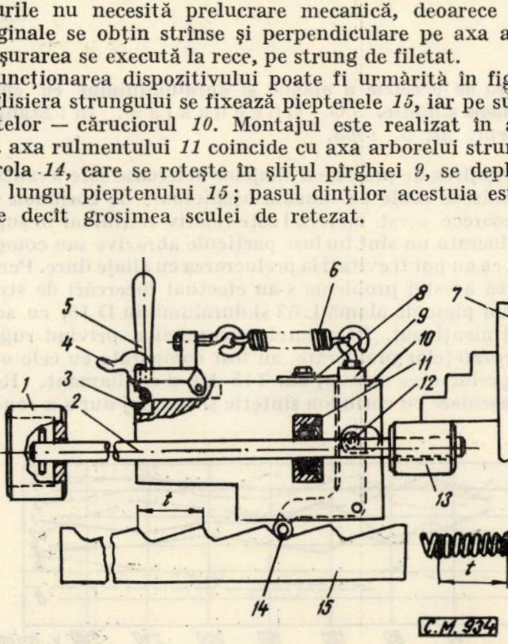


Fig. 1

În orificiul rulmentului *11* este aşezat reazemul *2*. Sîrma din care se înfăşoară arcul trece prin orificiul bucşei *12*, ce este presată în pîrghia *9* şi pătrunde în locaşul bucşei *13*. Fiind prinsă în universalul *7* al strungului, bucşa *13* uşurează fixarea capătului sîrmei. După înfăşurarea cîtorva spire, bucşa *13* este scoasă şi reazemul *2* cu spirele înfăşurate se prinde în universalul *7*. Celălalt capăt al sîrmei este fixat în bucşa *1*, dispusă pe pinola păpuşii mobile sau într-un montant special.

Pasul spirelor active ale arcului este reglat în funcţie de avansul şurubului conducător al strungului. Suportul strungului în căruciorul *10* este anternat în mişcare longitudinală de păpuşa fixă. Spirele active sînt realizate la deplasarea rolei *14* pe porţiunea uşor înclinată a fiecărui dinte al pieptenului, iar spirele lipite — la deplasarea pe partea proeminentă a fiecărui dinte. Numărul spirelor lipite poate fi modificat prin schimbarea limitatorului *8*, care, împreună cu arcul *6*, condiţionează mişcarea de rotaţie a pîrghiei *9* în raport cu căruciorul *10*.

Cînd suportul ajunge în poziţia extremă din dreapta,maşina este oprită. Se roteşte clichetul *4*, aflat sub acţiunea arcului *3*, eliberînd astfel pîrghia *9*. Se cuplează maşina pentru aducerea suportului cu semifabricatul în poziţia iniţială, reazemul *2* fiind menţinut pe loc de către bucşa *1*. Semifabricatul este extras prin orificiul arborelui strungului şi apoi se restabilesc legăturile pîrghiei *9*, prin acţionarea manetei *5*, în vederea repetării ciclului de fabricaţie.

Gh. Z.

Posibilităţi de utilizare a adezivilor cu un singur component. În : Rivista di Ingegneria, nr. 4, 1968.

În ultimul timp, a fost pus în vînzare pe piaţa comercială europeană un număr apreciabil de adezivi industriali cu un singur component, caracterizaţi prin metoda de întărire folosită — întărire anaerobică — întrucît componentul unic devine dur numai în lipsa aerului ; excesul de adeziv nu se întăreşte în afara îmbinării şi poate fi îndepărtat cu uşurinţă.

Aceşti noi adezivi prezintă următoarele calităţi : lipsa necesităţii de a se realiza un amestec, întărire la temperatura normală sau cu o încălzire uşoară atunci cînd este necesară o viteză maximă de durificare, lipsă de toxicitate şi de tendinţă de colorare, posibilitate de conservare nelimitată înaintea utilizării, rezistenţă chimică ridicată, rezistenţă la şocuri. Sînt uşor de folosit şi se pretează la aplicarea automată astfel încît pot fi utilizaţi în cele mai diferite domenii : electrotehnică, electronică, construcţii de maşini etc. Permit obţinerea unor îmbinări tot atît de sigure ca şi în cazul adezivilor cu doi componenţi pe bază de răşină epoxidică.

Noua serie de adezivi cuprinde cinci tipuri, denumirea respectivă fiind funcţie de caracteristica principală : 306—rezistent la căldură, 307 — rezistent la întindere, 308 — rezistent la şoc, 309 — rezistent la încovoiere, 310 — universal.

Rezistenţa la întindere este superioară celor pe bază de răşini epoxidice în cazul adezivului 307. Rezilienţa medie este de circa 10 kgf · cm/cm ^{2}, dar poate ajunge la 25,5 kgf · cm/cm^2 în cazul adezivului 308. În ce priveşte rezistenţa la forfecare, aceasta este dublă în raport cu adezivii obişnuiţi.

Încercările realizate la scară industrială au demonstrat posibilităţi vaste de aplicare : de exemplu : lipirea a doi magneţi pentru a înlocui sudarea lor, lipirea capacului pe cutia schimbătorului de viteze, a ceramicii pe metal, lipirea oglinzilor pe suportul metalic respectiv, a camelor din metal sinterizat pe roţi dinţate din răşini fenolice, lipirea tolelor magnetice la motoarele electrice pentru a înlocui buloanele transversale de strîngere, lipirea nervurilor din tablă la rezervoarele utilizate pe avioane pentru a înlocui nituirea etc.

M.S.

Un nou procedeu perfecţionat pentru acoperirea electrolitică a firelor din oţel inoxidabil cu bronz, cupru sau alamă. În : Rivista di Ingegneria, nr. 4, 1968.

Toate procedeele de acoperire electrolitică a oţelului inoxidabil necesită o decapare prealabilă a substratului într-o baie de acid pentru a se asigura o acoperire corespunzătoare.

Pentru accelerarea procesului de decapare se pot folosi metode electrolitice, oţelul inoxidabil funcţionînd ca anod ; oţelul decapat nu poate fi însă introdus direct într-o baie alcalină pentru operaţia de acoperire, întrucît efectul băii respective se materializează prin pierderea calităţilor căpătate prin decapare.

Din această cauză este necesar să se treacă oţelul decapat electrolitic printr-o baie acidă separată pentru a precipita pe suprafaţa lui un strat protector. Evident, operaţia suplimentară măreşte durata totală a procesului de acoperire.

S-a descoperit, însă, că dacă stratul protector este format din zinc depus electrolitic într-o baie acidă de sulfat de zinc, depunerea stratului de protecţie se face rapid, oferind în acelaşi timp o serie de avantaje printre care se pot menţiona lipsa de porozitate şi posibilitatea de difuziune cu stratul ulterior din cupru, bronz sau alamă.

Astfel, s-a ajuns la un procent de acoperire a firelor din oţel inoxidabil, în cadrul căruia, după decapare, firul din oţel trece în mod continuu prin baia intermediară acidă şi apoi prin cea alcalină, de acoperire.

De exemplu, pentru un fir din oţel inoxidabil de 1,5 mm diametru, se realizează în primul rînd o decapare la 5 V într-o baie cu 90 gf/l acid sulfuric şi 60 gf/l acid clorhidric. Apoi, firul este ghidat printr-o baie formată din 750 gf/l sulfat de zinc şi 30 gf/l acid sulfuric, la o tensiune de 3—5 V, pentru a se precipita un strat subţire de zinc (0,5 — 1 gf/m^2); baia are o lungime de 1—2 m. Firul trece apoi prin baia de acoperire conţinînd 30 gf/l cianură de cupru, 40 gf/l cianură de zinc, 120 gf/l cianură de potasiu, 2,5 gf/l hidroxid de amoniu şi 100 gf/l carbonat de potasiu. Depunerea se realizează la o densitate de curent de 5—10 A/dm^2 şi la o temperatură a băii de 40°C.

Acoperirea de alamă obţinută este de calitate optimă şi prezintă bune proprietăţi de adeziune şi de rezistenţă la încovoiere.

M.S.

O nouă construcţie a bacurilor pentru platouri de antrenare. V.M. Prohorov. In : Stanki i instrument, nr. 5, 1968.

Extinderea liniilor automate de prelucrare mecanică este îngreuiată de capacitatea restrînsă de adaptare a dispozitivelor de strîngere a pieselor pe maşini, de exemplu pe strungurile de copiat. Astfel, strungurile model 1722, 1712, ş.a. sînt înzestrate cu platouri de antrenare cu un complet format din opt serii de bacuri, pentru a permite fixarea pieselor cu diametrul cuprins între 30 şi 108 mm.

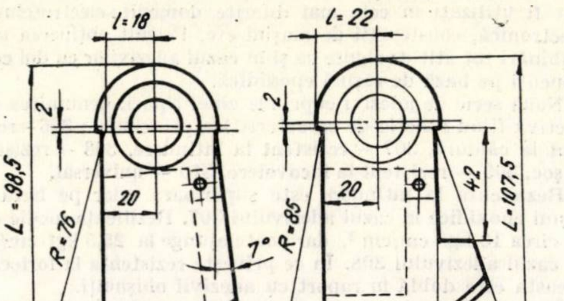


Fig. 1

În figura 1, a se prezintă bacul din seria 22 P 1—3—3 folosit la prinderea pieselor cu diametrul de 52—62 mm, iar în figura 1,b — un bac de tip nou care poate fi utilizat la diametre de 50—75 mm. Ultimul tip a fost proiectat în cadrul unui birou tehnic al ministerului pentru industria de automobile din U.R.S.S.

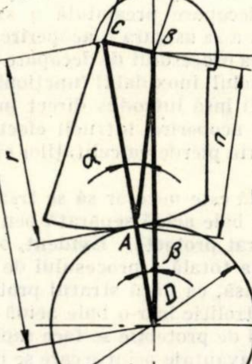


Fig. 2

Lărgirea domeniului de diametre accesibile a rezultat prin mărirea suprafeţei de contact între bac şi piesă şi a razei *R* a bacului. Aceste modificări au antrenat creşterea diametrului exterior al platoului cu 20 mm. Pentru a fixa contragreutăţile şi a permite deplasarea lor liberă în corpul platoului, bacul este prevăzut cu o suprafaţă profilată pe lungimea de 42 mm.

Autoblocarea bacului la fixarea pieselor cu diametru minim şi strîngerea insuficientă a pieselor cu diametru maxim au fost evitate prin respectarea limitelor uzuale de variaţie a unghiului de creştere a spiralei bacului, α (fig. 2). Cu notaţiile din figura 2, s-a dedus formula :

$$\cos\alpha = \frac{r^2 + n^2 - a^2}{2rn}; \qquad (1)$$

înlocuind în (1) dimensiunile date ($m = 110$ mm, $r = 85$ mm, $a = 22$ mm, $D_{min} = 50$ mm şi $D_{max} = 75$ mm), au rezultat pentru unghiul α valorile 16° şi 16' şi respectiv 13° şi 33'.

Încercările efectuate cu noul bac au demonstrat eficienţa acestuia, introducerea sa constituind un mijloc de ameliorare a dificultăţilor semnalate.

Gh. Z.

Strunjirea de precizie a alamei şi duraluminiului cu cuţite de corindon sintetic. S.O. Gheodakian. In : Stanki i instrument, nr. 5, 1968.

La strunjirea de precizie a aliajelor neferoase este avantajos să se utilizeze scule cu muchia aşchietoare de corindon sintetic, deoarece acest material este relativ ieftin, iar în suprafaţa prelucrată nu sînt incluse particule abrazive sau compuşi chimici, ce nu pot fi evitaţi la prelucrarea cu aliaje dure. Pentru elucidarea acestei probleme s-au efectuat încercări de strunjire a unor piese de alamă L 62 şi duraluminiu D 16, cu scule de tipul menţionat. Rezultatele încercărilor, privind rugozitatea suprafeţelor prelucrate, au fost comparate cu cele obţinute la prelucrarea cu aliaj dur T15 K6 şi cu diamant. Regimul de aşchiere cu corindon sintetic şi cu aliaj dur s-a concretizat prin adîncimea de 0,2 mm şi avansul de 0,04 mm/rot; la aşchierea cu diamant aceşti parametri au avut valorile 0,05 mm şi respectiv 0,02 mm/rot.

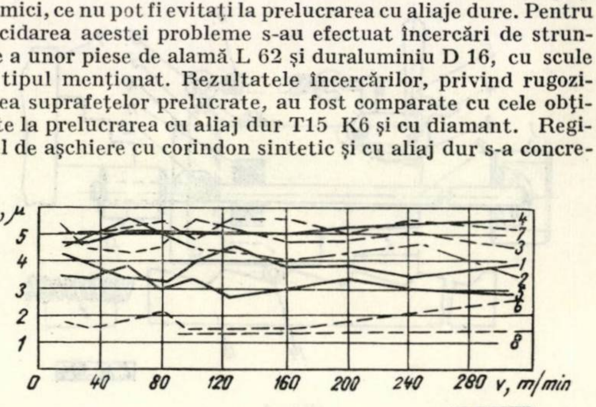


Fig. 1

În figura 1 se prezintă influenţa vitezei de aşchiere şi a lichidului de răcire-ungere asupra rugozităţii, în diferite cazuri de încercare (*1* — material L 62, sculă cu corindon. fără răcire ; *2* — material şi sculă identică, răcire cu ulei de freze ; *3* — material şi sculă identice, răcire cu petrol ; *4* — material L 62, sculă cu aliaj dur, fără răcire ; *5* — material D 16, sculă cu corindon, fără răcire ; *6* — material şi sculă identice, răcire cu petrol ; *7* — material D 16, sculă cu aliaj dur, răcire cu petrol ; *8* — material D 16, sculă cu diamant, răcire cu petrol). Se observă că la strunjirea cu corindon, variaţia vitezei de aşchiere între 120 şi 318 m/min nu influenţează substanţial mecanismul de formare a microneregularităţilor, ceea ce demonstrează eficienţa prelucrării pe maşini rapide. Scăderea calităţii suprafeţei la prelucrarea fără răcire se datoreşte apariţiei de rizuri pe suprafeţele sculei. Rezultatele obţinute cu corindon şi cu diamant sînt comparabile, însă regimul de aşchiere (mărimea avansului) cu al doilea material este mai favorabil.

Dependenţa rugozităţii faţă de adîncimea de aşchiere cu corindon, la viteza de 100 m/min şi avansul de 0,04 mm/rot, este arătată în figura 2 (*1* — alamă, fără răcire ; *2* — duraluminiu, răcire cu petrol). Printre constatările ce se impun, se relevă faptul că mărirea adîncimii de aşchiere a duraluminiului în limitele 0,1—0,2 şi 0,3—0,5 min antrenează micşorarea microneregularităţilor ; acest efect este determinat de folosirea întregii munchii aşchietoare (nu numai a vîrfului rotunjit) în procesul de prelucrare.

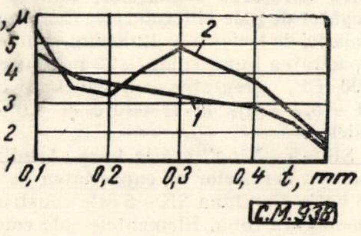


Fig. 2

Gh. Z.

Un nou motor Sulzer. In : Gas and Oil Power, nr. 738, 1967.

O serie de licenţe Sulzer şi mai ales cele cu aplicaţie la construcţia de vase au dovedit dorinţa de a livra motoare Diesel de dimensiuni mai reduse pentru conducerea generatoarelor auxiliare, cu puteri de la 600 kW în sus.

Ca urmare, a apărut motorul foarte compact de 750 rot/min, în patru timpi, potrivit pentru unele utilizări largi, ca de pildă pentru tracţiunea feroviară pentru care greutatea nu este o condiţie limitativă şi se cere o putere nu prea mare, cum este cazul la locomotivele de manevră şi la trenurile de marfă cu tracţiune pe distanţe mici.

Iniţial se vor produce tipurile A 25 cu cilindrii în linie în număr de 3, 4, 5, 6 şi 8. Se studiază un motor cu 10 cilindri în linie, iar cele cu 12 şi 16 cilindri în V se găsesc în fază de proiectare. Toate aceste tipuri sînt folosite în prezent la tracţiunea feroviară (marfare).

S-au realizat greutăţi specifice mari pentru scopuri largi, pentru viteze şi presiuni ridicate de lucru. Acestea sînt în concordanţă cu tendinţele actuale în industria motoarelor Diesel, în scopul micşorării la maximum a dimensiunilor.

Motoarele vor fi introduse în producţie cu putere cilindrică de 185 CP la 750 rot/min, la care chiulasa cu două supape este cea mai potrivită.

Prototipul cu 16 cilindri, de 1 100 CP, a fost de curînd supus încercărilor.

Unii dintre cei care posedă licenţe Sulzer au turnătorii excelente sau pot obţine piese turnate bune şi la timp, pe cînd alţii sînt mai bine dotaţi în prelucrări, şi din acest motiv motorul poate fi obţinut în oricare construcţie.

Oricare metodă s-ar folosi, s-a ajuns la micşorarea la maximum a operaţiilor de prelucrare. Blocul cilindrilor este rectangular. El se extinde mult la partea inferioară, sub axul arborelui cotit, care are fusuri paliere şi de biele de diametru mare, ceea ce se traduce printr-o bună comportare la vibraţiile de răsucire, aşa încît nu mai este necesar un amortizor de vibraţii. Cuzineţii principali sînt cu metal alb. Şuruburile capacelor de paliere sînt prestrînse hidraulic. Pistoanele sînt de fontă cu canale de răcire cu ulei, iar bielele sînt secţionate oblic, ceea ce le permite extragerea prin cămăşile de cilindri.

Chiulasele sînt strînse cu patru şuruburi şi au două supape care lucrează cu transmisie prin culbutori obişnuiţi. A fost folosită o metodă interesantă pentru înlăturarea complicaţiilor constructive la turnarea chiulasei care are găuri pentru ventilele de lansare cu aer comprimat, ventile de siguranţă şi robinet pentru indicator. S-a practicat o gaură într-o parte a chiulasei în care cele trei piese citate sînt plasate.

Arborele cu came se sprijină pe cîteva traverse care nu fac parte din construcţia de bază, dar ele sînt fixate cu şuruburi pe partea frontală a carterului.

Motorul este turbosupraalimentat, avînd şi un răcitor intermediar.

S-a prevăzut posibilitatea de a antrena mai multe instalaţii auxiliare de la capătul liber al motorului, în scopul ca acesta să poată fi utilizat în diferite servicii.

Explicaţiile de mai sus se aplică la motoarele seriei A25 în linie, cu 185 CP, la 750 rot/min. Se pare că vor fi construite motoare cu turaţii sporite (1 000 rot/min) cu piston dintr-un aliaj uşor, cu patru supape la o chiulasă. Cu prezenta presiune medie de 15 kgf/cm², noua serie va duce la 245 CP pe cilindru.

S. M.

Aditiv solubil împotriva uzurii pentru uleiurile de silicon. In : Engineers'Digest, februarie 1968.

Proprietăţile particulare ale uleiurilor de siliconi, ca rezistenţa la oxidare şi constanţa calităţilor într-un domeniu larg de variaţie a temperaturii, determină utilizarea lor în multe domenii.

Totuşi, în cazul frecării oţel pe oţel, calităţile de lubrifiere sînt inferioare celor corespunzătoare uleiurilor pe bază de compuşi ai petrolului.

O serie de cercetări — în scopul de a elimina unele aspecte ce limitează domeniul de utilizare a uleiurilor de siliconi — au fost efectuate în ultimul timp în S.U.A.

Rezultatul acestor cercetări — ducînd la lărgirea domeniului de aplicaţie — a fost precizarea unui compus alchil-polisulfuric solubil care, în adaos, îmbunătăţeşte mult proprietăţile de lubrifiere în cazul frecării oţel pe oţel.

Uzura se reduce mult chiar în cazul sarcinilor sporite. Astfel, pentru sarcini de 50 kgf, diametrul petei de uzură este de 1,6 mm în cazul uleiului fără adaos şi de 0,8 mm în cazul uleiului de siliconi cu noul adaos ; pentru sarcini de 100 kgf diametrul petei de uzură este de 2,5 şi, respectiv, 0,8 mm.

Rezultă deci că uleiurile de siliconi cu noul adaos prezintă proprietăţi de lubrifiere egale sau superioare celor ale uleiurilor pe bază de compuşi ai petrolului.

M. S.

Automatizarea şi mecanizarea complexă a secţiei de montaj al subansamblurilor motorului diesel SMD—14. A.Ia. Zlatopolski. In : Traktori i selhozmaşini, nr. 5, 1968.

La uzina constructoare de motoare „Secera şi ciocanul'' din Harkov s-a dat în exploatare o nouă secţie de montaj a subansamblurilor motorului diesel SMD—14, în cadrul căreia se realizează automatizarea şi mecanizarea completă a unei serii de operaţii tehnologice de montaj.

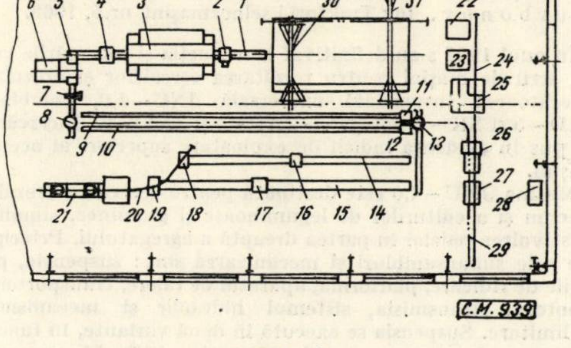


Fig. 1]

Din secţia de prelucrări mecanice, blocurile motoare sînt livrate asamblate cu prezoanele pentru strîngerea chiulaselor şi cu capacele lagărelor palier. Ele sînt ridicate de pe autocar cu podul rulant *30* (fig. 1) şi dispuse pe suporţi tehnologici în patru poziţii de încărcare a liniei automate *1—6*. La cuplarea liniei automate, transportorul hidraulic *1* introduce la fiecare pas un bloc pe presa hidraulică *2*, unde are loc montajul axului pinionului intermediar. La deplasarea transportorului cu încă un pas, blocul pătrunde în maşina *3*, unde se execută spălarea generală cu o soluţie de 20 kg sodă calcinată şi 3 kg nitrit de sodiu la 1 m^3 apă, temperatura soluţiei fiind de 65—75°C. Uscarea şi răcirea blocului sînt efectuate cu aer comprimat în camera *4*, de aici transportorul hidraulic *5* ducînd blocul la maşina automată *6*. Pe maşina automată se deşurubează simultan cele zece piuliţe M 14 ale capacelor lagărelor palier, la două-trei ganguri de capătul prezoanelor. La deplasarea următoare a transportorului *5*, blocul este împins pe masa pneumatică *7*, locul său pe maşina automată *6* fiind luat de un alt bloc.

Cu ajutorul unui dispozitiv pneumatic, sînt demontate cele cinci capace ale lagărelor palier, blocul fiind apoi trecut pe transportorul hidraulic *9* sau *10* de către căruciorul cu masă rotativă *8*. Pe acest transportor are loc montajul cuzineţilor palier, arborelui cotit şi capacelor lagărelor palier, inclusiv strîngerea piuliţelor cu un dispozitiv electric.

Arborii cotiţi sînt preluaţi din secţia de prelucrări mecanice de către podul rulant *32* şi depuşi în acumulatoarele hidraulice *22* şi *23*. Capacitatea fiecărui acumulator este de 24 arbori; acumulatoarele sînt construite în aşa fel încît la ridicarea unui arbore locul său este luat de un altul, în poziţia de încărcare. Din acumulator, fiecare arbore este transportat de monoraiul *24* la maşina de spălat *25* şi apoi dus pe masa de montaj *26*. După presarea celor două bolţuri în flanşa arborelui şi fixarea capacelor de vizitare a circuitului de ulei, arborele este trecut de monoraiul *24* pe presa *27*, unde se montează pinioanele distribuţiei, încălzite în prealabil în cuptorul cu inducţie *28*. Monoraiul *29* transportă apoi arborele la locul de asamblare cu blocul.

Blocul asamblat cu arborele cotit trece din transportorul *9* sau *10* în dispozitivul pneumatic de întoarcere *11* sau *12*, unde este răsucit ajungînd cu prezoanele de chiulasă în sus. Fiind depus apoi pe masa rotativă *13*, blocul este deplasat pe transportorul cu role *14* şi *15*. De-a lungul acestora se montează cămăşile de cilindru şi garniturile respective de etanşare, iar în standul *16* şi *17* se execută controlul la ovalizare al cămăşilor. Din transportorul cu role blocul trece prin dispozitivul de întoarcere *18* sau *19* care îl aduce în poziţia finală de montaj. Restul operaţiilor se efectuează pe conveierul *21*, pe care blocul este introdus cu ajutorul monoraiului *20*.

Secţia prezentată se deosebeşte de alte secţii similare prin gradul înalt de automatizare şi mecanizare, ceea ce permite deservirea ei de un număr minim de lucrători. Suprafaţa secţiei este de 540 m^2. Ca rezultat al introducerii secţiei în fabricaţie, productivitatea montajului a crescut de 35 ori.

Gh. Z.

Noi maşini pentru recoltarea cerealelor şi orezului. I. S. Ciurbonov. In: Traktorî i selhozmaşinî, nr.5, 1968.

În anul 1967 s-au definitivat construcţia şi încercările unei noi serii de maşini pentru recoltarea cerealelor şi orezului: secerătoarea suspendată universală JNU—4,0, combinele SKD—5 şi SK—5, agregatele ZAR—5 şi ZAV—40. Încercările au pus în evidenţă indicii de exploatare superiori ai acestor maşini.

Maşina JNU—4,0 este destinată pentru secerarea orezului, precum şi a culturilor de leguminoase şi graminee, simultan cu stivuirea paielor în partea dreaptă a agregatului. Principalele sale subansambluri şi mecanizarea sînt: suspensia, pîrghiile de ridicare, platforma, aparatul de tăiere, transportorul, rabotorul, transmisia, sistemul hidraulic şi mecanismele de limitare. Suspensia se execută în două variante, în funcţie de tractorul cu care se cuplează maşina (DT—75, respectiv T—74 sau DT—54). Pîrghiile de ridicare sînt articulate de suspensie şi fac legătura între tractor şi platforma maşinii, pe care se montează celelalte componente ale acesteia. Toate organele de lucru sînt antrenate de la priza de putere a tractorului. Caracteristicile tehnice ale maşinii sînt: raza de acţiune — 4 m, înălţimea de tăiere — 5,5 cm, greutatea—1000 kgf, productivitatea — 1,70 ha/h.

Combina SKD—5 „Sibiriak" se foloseşte pentru recoltarea cerealelor greu-treierabile şi care se deteriorează rapid. Instalaţia sa de treierat are două tobe, ceea ce asigură o mare capacitate de trafic şi pierderi minime de grăunţe. Faţă de tipul mai vechi SKD—4, combina SKD—5 prezintă o serie de îmbunătăţiri constructive, care-i conferă indici de exploatare superiori. Combina este înzestrată cu cabină pentru mecanic, blocuri pentru curăţarea seminţelor, buncăr cu capacitate sporită, strîngător de paie hidraulic etc. Caracteristici tehnice: lăţimea instalaţiei de treierat — 1200 mm, diametrul tobelor — 550 mm, capacitatea buncărului — 22 m^3, puterea electromotorului — 100 CP, greutatea — 6 680 kgf, capacitatea de trafic — 4,9 — 5,7 kgf/s la treierare şi 4,0 — 5,7 kgf/s la stivuirea paielor.

Combina SK—5 „Niva" stă la baza familiei de combine pentru recoltarea cerealelor cu capacitatea de trafic mergînd pînă la 6—8 kgf/s. Combina SK—5 este construită în varianta clasică, cu o singură tobă. Elementele sale componente sînt: cabina mecanicului, electromotorul de antrenare, aparatul de tăiere perfecţionat, mecanismul de cuplare a organelor de secerare de transmisia instalaţiei respective, regulator şi tahometru pentru turaţia tobei, variator pentru turaţia ventilatorului de grăunţe, buncăr cu capacitate sporită, frîne pe toate roţile motoare. Caracteristici tehnice: lăţimea instalaţiei de treierare — 1200 mm, tipul scuturătorului de paie — cu clape, puterea electromotorului — 100 CP, capacitatea de trafic — 4,6 — 5,8 kgf/s.

Agregatul ZAR—5 este utilizat la curăţarea şi sortarea seminţelor de orez, grîu, secară, orz, ovăz, porumb, fasole ş.a. Partea construită a agregatului cuprinde duba şi bazinul de încărcare, elevatoarele intermediare şi de descărcare, fundaţia, platforma şi rampa pentru autoîncărcător. Partea metalică este alcătuită din grinzi, montanţi contrafişe, plăcile de articulare şi organele de strîngere. În complexul agregatului intră o maşină EVS—20 pentru curăţare primară, două maşini SVN—5 pentru curăţare finală, două blocuri de treierare BT—5, trei elevatoare 2 TKN—10 cu două fluxuri, un autoîncărcător GAP—2 Ţ, două blocuri de conducte pentru aer şi grăunţe, un bloc al buncărelor, panoul de comandă, două cicloane, două separatoare de praf. Caracteristici tehnice: puterea totală necesară — 30,7 kW, productivitatea de curăţare fină a grîului cu 15% impurităţi şi 18% umiditate — 20 t/h pentru grîu alimentar şi 10 t/h pentru seminţe, personal de deservire — 1 mecanic, greutatea totală a utilajului şi construcţiei metalice — 16,5 t.

Agregatul ZAV—40 este destinat curăţării seminţelor de cereale şi leguminoase în gospodării cu productivitatea de 10 000 — 12 000 t/an. El este organizat în două fluxuri mecanizate, executînd operaţiile de descărcare din maşina de transport, încărcare pe maşina de curăţat, transportul seminţelor şi reziduurilor la buncăre, transportul în silozuri. Agregatul cuprinde două maşini de curăţat EVS—20, două blocuri de treierat BT—10, două separatoare centrifuge ŢPS—20, un autoîncărcător GAP—2 N, două elevatoare 2 NZ—20, două aspiratoare, două blocuri de conducte pentru aer şi seminţe, panou de comandă. Caracteristici tehnice: transmisia maşinii şi utilajelor — electrică, comanda transmisiei — de la distanţă, puterea totală — 43,3 kW, productivitatea la curăţarea grîului cu 15% impurităţi şi 20% umiditate — 40 t/h pentru grîu alimentar şi 15 t/h pentru seminţe, personal de deservire — 1 mecanic.

Gh. Z.

Cuplaj hidromecanic. În: Rivista di Meccanica, nr. 426, 1968.

Un nou tip de cuplaj hidromecanic — INPOWER — a fost realizat de o întreprindere engleză (Hawker Siddeley Dynamics Ltd, — Hatfield-Hertfordshire).

Cuplajul prezintă un randament de 99.5% la un moment motor şi o turaţie normală, iar principiul funcţional se bazează pe forţa centrifugă dezvoltată de un lichid în sistemul de transmitere.

Construcţia este similară unui sistem epicicloidal, în cadrul căruia sateliţii transmit mişcarea planetarului montat pe arborele condus. Pe prelungirea axelor sateliţilor sînt montate palete, tot sistemul fiind conţinut într-un tambur solidar cu arborele condus. Tamburul este parţial umplut cu lichid.

Schema de principiu apare în figura 1 (*F* — forţă statică ce acţionează asupra lichidului din tambur, determinînd apariţia momentului transmis; M_1 — moment rezultant acţionînd asupra pinionului cu palete; M_2 — momentul ce acţionează asupra pinionului liber; M_3 — moment de ieşire; *1* — sensul momentului motor; *2* — pinion cu palete; *3* — pinion liber; *4* — planetar condus; *5* — inel lichid).

Momentul motor apare astfel: prin rotirea arborelui motor, lichidul formează un inel pe suprafaţa interioară a tamburului, iar sateliţii — datorită frecărilor — se rotesc în jurul planetarului împingînd lichidul către centrul tamburului; cu creşterea turaţiei, momentul transmis sateliţilor creşte datorită forţei centrifuge şi forţei transmise arborelui condus.

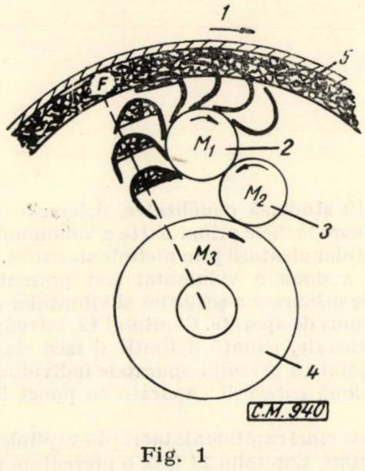


Fig. 1

La echilibru, sateliţii sînt imobili, transmiţîndu-se momentul corespunzător turaţiei maxime.

În figură se evidenţiază funcţionarea normală, arborele motor şi cel condus funcţionînd la sincronism, iar paletele rămînînd fixe în raport cu tamburul.

Momentul transmis este funcţie de forma şi unghiul paletelor care pot fi construite pentru a realiza momentul de pornire necesar.

Echilibrul arborilor se menţine pentru un domeniu larg de variaţie a momentului transmis, cît timp nu se depăşeşte momentul maxim pentru care este construit cuplajul.

După afirmaţiile uzinei constructoare, diametrul noului cuplaj poate fi cu 15% mai redus, iar greutatea cu 35% mai mică, în raport cu celelalte cuplaje hidraulice utilizate în prezent.

M. S.

Studiul cu ajutorul razelor X a uzurii prin frecare. În: Engineers' Digest, februarie 1968.

Factorii ce influenţează uzura prin frecare sînt atît de complecşi încît interpretarea acestui fenomen nu este încă bine definită.

Utilizîndu-se microscopul electronic, s-au putut studia aspectele specifice ale uzurii prin frecare în cazul solidelor, precizîndu-se apariţia adeziunilor pe suprafaţa în frecare; de aici se poate ajunge la concluzia că uzura se datoreşte în special secţionării legăturilor intermetalice.

Totuşi, studiile realizate au urmărit mai ales determinarea influenţelor asupra procesului de uzură a caracteristicilor mecanice, chimice şi fizice ale suprafeţei solide, fără a lua în considerare masa materialului ce participă la fenomenul considerat.

Pentru a se putea preciza natura procesului de uzură din punct de vedere cristalografic, au fost realizate o serie de cercetări cu ajutorul razelor X în Japonia.

Încercările de uzură au fost realizate pe epruvete rectificate electrolitic din aluminiu pur (99,995%) şi din fier (99,93%) cu diverse procente de carbon. Experienţele de difracţie a razelor X au fost efectuate utilizînd un aparat cu contor Geiger pentru aprecierea deformărilor interne determinate de uzură. Variaţia în conţinut de carbon a stratului superficial — în cazul epruvetelor din fier — a fost evidenţiată prin analiza cu ajutorul sondei electronice.

S-a constatat că se formează, sub suprafaţa de frecare, două straturi deosebite din punct de vedere cristalografic: un prim strat, puternic distorsionat, imediat sub suprafaţa considerată şi un al doilea strat în care gradul de deformare scade rapid cu adîncimea. Grosimea primului strat — în cazul fierului — nu este influenţată de conţinutul de carbon; stratul imediat inferior depinde însă în mod evident — în ce priveşte grosimea sa — de conţinutul de carbon.

Rezultă deci că formarea stratului de tranziţie este funcţie de caracteristicile mecanice ale materialului.

M.S.

O cuplă flexibilă elastomerică pentru 15 000 CP. În: Gas and Oil Power, nr. 734, 1967.

O cuplă flexibilă cu diametrul de aproximativ 230 mm a fost executată pentru a fi instalată între arborele de ieşire cu viteze joase al unei turbine de gaze de 15 000 CP şi al unui compresor cu piston pentru gaze naturale. Cupla are diametrul la buloanele de prindere de aproximativ 2 400 mm şi un diametru exterior care depăşeşte 2 550 mm (fig. 1). 25 de cilindri elastomerici, cu cîte trei prezoane metalice încorporate în masa lor la fiecare capăt, sînt montaţi între discuri metalice paralele la circumferinţa lor exterioară pentru a forma îmbinarea de cuplare. Cilindrii elastomerici au fost făcuţi pentru a asigura izolarea faţă de răsucire şi amortizarea în tot sistemul. Cupla nu necesită ungere sau întreţinere specială şi poate prelua descentrări paralele, unghiulare şi axiale. Trăsătura principală a cuplei constă în faptul că secţiunea elastomerică poate fi utilizată exact la gradul de flexibilitate de răsucire cerut de către frecvenţa de rezonanţă a sistemului. Amplitudinea de rezonanţă este limitată la o valoare acceptabilă prin amortizarea de histereză a elastomerului şi, deoarece acţiunea de amortizare este o trăsătură constructivă a ansamblului, aranjamentul este simplu şi sigur. Progresele tehnologice recente au eliminat virtual restricţiile tradiţionale în ce priveşte mărimea şi capacitatea de încărcare a cuplei elastomerice.

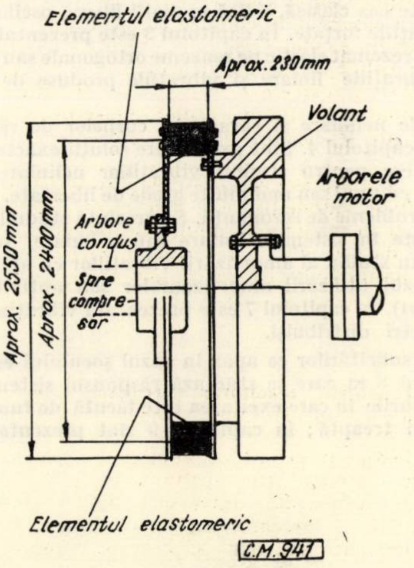


Fig. 1

S.M.

O nouă curea trapezoidală pentru transmisie. În: Rivista di Ingegneria, mai 1968.

În sectorul curelelor de transmisie a apărut de curînd o nouă realizare a uzinelor Pirelli — Kompattex.

Caracteristica principală a noii curele constă în faptul că inserţiile textile utilizate prezintă o rezistenţă specifică superioară, astfel încît se pot înlocui — de exemplu — şapte curele normale uzate prin numai trei curele Kompattex, reducîndu-se astfel la jumătate ancombramentul axial.

Noua structură permite deci posibilitatea transmiterii unei puteri sporite, micşorarea numărului de curele necesare, utilizarea unor motoare de turaţie mai ridicată şi deci mai puţin costisitoare; în plus, tipul de curea realizat se poate monta şi întreţine mai uşor şi funcţionează aproape fără zgomot.

O caracteristică importantă a noii curele o constituie compactitatea sa, adică raportul dintre grosime şi dimensiunea bazei mari. Valoarea raportului considerat este pentru curelele clasice de circa 0,65, iar pentru noul tip de curea, 0,9. Deci pentru o anumită lăţime considerată, noua curea prezintă o grosime mai mare şi în consecinţă o mai mare suprafaţă de aderenţă, flexibilitatea nefiind afectată datorită noilor materiale utilizate. În plus, materialele folosite posedă o mai mare rezistenţă la acţiunea uleiurilor şi temperaturii.

M.S.

Recenzii

Cyril M. Harris şi Charles E. Crede. **Şocuri şi vibraţii.** Bucureşti, Editura tehnică, 1968, 794 pag.

Lucrarea, cu caracter de monografie inginerească, reprezintă traducerea în trei volume a unui amplu manual ingineresc apărut în S.U.A. În cele ce urmează este prezentat volumul I — Bazele teoretice. Măsurări.

În capitolele consacrate primei părţi a volumului sînt prezentate elemente teoretice, ipoteze şi metode de calcul menite să stabilească mărimea şi variaţia în timp a solicitărilor dinamice. După un scurt capitol introductiv, se prezintă în capitolul 2 noţiunile de bază ale teoriei vibraţiilor. Sînt prezentate sistemele cu parametri concentraţi, cu unul sau mai multe grade de libertate şi cu mod de vibraţie liniar. Succesiunea de prezentare este cea clasică, adică oscilaţii libere, oscilaţii amortizate, oscilaţiile forţate. În capitolul 3 este prezentat cazul corpului rigid rezemat elastic pe reazeme ortogonale sau oblice. Sînt tratate vibraţiile liniare şi vibraţiile produse de şocuri de viteză.

Vibraţiile neliniare şi caracterul curbelor de răspuns sînt tratate în capitolul 4. Sînt prezentate soluţii exacte şi metode aproximative pentru studiul vibraţiilor neliniare, în cazul sistemelor cu unul sau mai multe grade de libertate. Capitolul 5 tratează probleme de rezonanţă. Se prezintă studiul vibraţiilor autoexcitate în sistemele liniare sau neliniare. În capitolul 6 se face un studiu al amortizării vibraţiilor cu aplicaţii practice în cazul utilizării amortizoarelor sau antivibratoarelor (absorbitori). În capitolul 7 este prezentată vibraţia sistemelor cu parametri distribuiţi.

Studiul solicitărilor ce apar în cazul şocului este realizat în capitolul 8 în care se studiază răspunsul sistemului oscilant în cazurile în care excitarea este făcută de funcţii impuls sau funcţii treaptă; în capitolul 9 sînt prezentate efectele ciocnirii.

Capitolul 10 studiază mobilitatea sistemelor oscilante, iar capitolul 11, care încheie prima parte a volumului, se ocupă cu studiul vibraţiilor aleatorii prin metode statistice.

În partea a doua a volumului sînt prezentate principii şi procedee de măsurare a şocurilor şi vibraţiilor exemplificate prin cîteva tipuri de aparate. Capitolul 12, introductiv, expune principiile generale, enunţă definiţii şi face clasificarea aparaturii. Capitolul 13 prezintă aparatele individuale de măsură separate în două categorii: aparate cu punct fix şi aparate seismice.

Următoarele cinci capitole ale lucrării—capitolele 14—18—se ocupă de captori. Capitolul 14 face o prezentare generală şi se ocupă cu descrierea diverselor tipuri de captori. Capitolul 15 este consacrat captorilor inductivi. În capitolul 16 sînt studiaţi captorii piezoelectrici şi piezorezistivi. Acelaşi capitol face o descriere a celor mai importante materiale piezoelectrice şi piezorezistive. Capitolul 17 se oscupă de cei mai utilizaţi captori, captorii rezistivi. Sînt prezentate o serie de aparate care folosesc aceşti captori şi principiile schemelor de circuit. În sfîrşit capitolul 18 se ocupă de etalonare, iar capitolul 19, de circuitele de montaj şi de aparatele utilizate în instalaţiile pentru măsurarea şocurilor şi vibraţiilor ce folosesc astfel de captori. Ultimul capitol dă indicaţii generale asupra metodelor de măsurare.

Lucrarea este deosebit de valoroasă prin ansamblul de probleme pe care îl cuprinde şi prin modul amănunţit de tratare, fiecare capitol fiind întocmit de cîte un expert în domeniul respectiv. În ciuda numărului mare de autori, lucrarea are totuşi un caracter unitar datorită faptului că elaborarea capitolelor s-a făcut sub supravegherea celor doi coordonatori, profesorii Harris şi Crede.

Traducerea nu a pus probleme deosebite şi este îngrijit realizată de colectivul condus de prof. Gh. Buzdugan.

A. Belei

Revista Revistelor

Stanki i instrument, nr. 5/1968: — Spre noi succese în muncă în al treilea an al cincinalului; *Leşcenko, V.A.*, *Pocitar, Iu.S*, şi *Erşov, A.A.* — Pneumoautomat cu jet — mijloc eficient pentru automatizarea maşinilor-unelte; *Beilin, L.P.* şi *Gorodeţkii, Ş.M.* — Instalaţie pentru codificarea poziţiei organelor de lucru ale maşinii-unelte; *Starostineţkii, I.S.* — Montajul şi încărcarea maşinilor agregate de alezat; *Vîdrin, P.G.* — Metode de încercare a modelelor experimentale de maşini-unelte; *Bondar, Ş.M.* şi *Davidson, A.M.* — Determinarea rigidităţii elementelor arborelui maşinii universale de ascuţit; *Ţofin, E.E.* — Maşini de polizat; *Solomenţev, Iu.M.* — Stabilitatea dimensiunilor liniare la prelucrarea arborilor în trepte pe strunguri semiautomate de copiat; *Şarin, Iu.S.* şi *Alîbin, V.V.* — Influenţa ambutisării cuţitului la prelucrarea canalelor de şpan ale broşelor pe strunguri cu comandă program; *Kalinin, E.P.* şi *Jakimov, A.V.* — Dinamica procesului de rectificare a danturii cu pietre-melc abrazive; *Gheodakian, S.O.* — Strunjirea de precizie a alamei şi duraluminiului cu cuţite de corindon sintetic; *Laşnev, S.I.* — Determinarea parametrilor pietrei de rectificat freze-melc pentru prelucrarea roţilor dinţate ; *Kirillin, B.N.* — Găurirea prin vibraţii cu burghie de aramă ; *Sidorov, A. T.* şi *Sidorov V. N.* — Determinarea dimensiunilor optime ale îmbinării muchiilor aşchietoare ale cuţitelor de filetat ; *Baklunov, E.D.* ş.a. — Geometria frezelor de aliaj dur monolite, cu trei feţe, la prelucrarea aliajelor refractare ; *Cernîi, A.P.* — Rugozitatea suprafeţei la rectificarea cu diamant a filetului sculelor de aliaj dur ; *Potemkin, V.I.* ş.a. — Uzura pietrelor de diamant şi abrazive ; *Prohorov, V.M.* — O nouă construcţie a bacurilor pentru platouri de antrenare ; *Goncear, Iu. N.* şi *Molodţov, N.S.* — Dispozitiv pentru extragerea rapidă a cuţitului ; *Timofeev, P.V.* — Evaluarea eficienţei lichidelor de ungere-răcire în funcţie de calitatea suprafeţei prelucrate ; *Sotonovski, P.L.* — Lansarea planului de producţie al atelierelor de scule ; *Avdulov, A.N.* şi *Tabenkin, A.N.* — Noi dispozitive fabricate în străinătate pentru controlul planeităţii şi rectinilităţii ; *Bugaev, N. Ia.* şi *Cekov, I.M.* — Maşină pentru rectificarea şi polizarea fîşiilor, benzilor şi tablelor ; *Bulanov, B.A.* şi *Neumoin, A.F.* — Dispozitiv pentru controlul pietrelor de rectificat sub unghi ; *Zakobunia, G.G.* — Mecanism pentru mărirea cursei pinolei ; *Soloviev, V.E.* şi *Lapiduş, P.V.* — Vălţuitor cu role cu registru mare de reglaj ; — Noi maşini-unelte.

Maşinostroitel, nr. 5/1968 : *Gorbik, V.A.* — După planul personal ; *Margolin, A.L.* — Mecanizarea procesului de comandă la depozite ; *Lîsiakov, A.G.* — Utilaj automat pentru ridicare şi transport în depozite : *Ziser, G.B.* şi *Volozov, B.I.* — Un nou sistem de pregătire a fabricaţiei de echipamente ; *Rumianţev, A.A.* — Evaluarea calitativă a activităţii atelierelor ; *Nikolaeva, N.K.* — Organizarea ştiinţifică a muncii ; *Kricevskii, M.E.* şi *Nikovaeva, V.I.* — Interiorul atelierelor mecanice ; *Roitman, I.A.* şi *Logacev, G.A.* — Lumina şi culoarea în producţie ; *Cibrikov, V.G.* — Automate de control ; *Rozenberg, A.M.* ş.a. — Influenţa regimului de broşare asupra calităţii suprafeţei ; *Proscuriakov, Iu. G.* şi *Melnikov, B.A.* — Presarea la rece a canelurilor ; *Babicev, A.P.* şi *Andriuşcenko, Iu. I.* — Tasarea peliculelor de bisulfit de molibden ; *Arşov, B.A.* — Prelucrarea şnecurilor pe strunguri de filetat ; *Danilov, B.F.* şi *Lapinski, M.Iu.* — Broşarea cu doi suporţi a filetelor ; *Şeşukov, N.A.* — Calculul lirei maşinii de frezat roţi dinţate ; *Ivanov, E.V.* — Ascuţirea benzilor cu cuţite ; *Grincenko, A.I.* şi *Grigoriev, Iu. P.* — O nouă transmisie cu şurub ; *Cernovol, P.M.* — Maşină pneumatică vibratoare ; *Parkşeian, H.R.*, *Prosturovski, Ia. S.* şi *Haikin, A.M.* — Bandaje din benzi de sticlă ; *Serqheev, V.M.* — Amortizor de vibraţii ; — Noi dispozitive la Tîrgul din Leipzig ; *Timmerman, A.A.* — Dispozitiv pentru înfăşurarea arcurilor ; *Janşev, A.M.* şi *Ţiporkin, Iu. H.* — Instalaţie pentru găurirea orificiilor ; *Solodovnik, S.F.* — Maşină pentru călirea feţelor bandajelor ; *Cekov, I.M.* — Maşină pentru rectificare şi polizare ; *Tihonov, E.S.* şi *Krupeţki, V.A.* — Dispozitiv pentru corectarea pietrei de rectificat ; *Kaminskaia, V.V.* şi *Kovtun, E.G.* — Reazem rigid pentru maşini-unelte ; *Emelianov, J.K.* — Mecanism perfecţionat ; *Kamnev, P.V.* — Perfecţionarea prelucrării metalelor prin presiune ; *Borisov, Iu.S.* — Repararea utilajului şi reformarea economică ; *Progrebnaia, G.E.* şi *Şelubiko, V.P.* — Expoziţia realizărilor constructorilor de maşini ucrainieni ; *Sivacek, V.I.* — Informaţii utile ; *Sarkisian, S.A.* şi *Tihomirov, V.I.* — Date de calcul după graficele de reţea în planificare.

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 5/1968 : *Korbut, V.A.*, *Nikolaev. G. A.* şi *Soloviev, D.J.* — Despre organizarea producţiei tehnicii agricole noi ; *Rubinştein, S.Ia.* ş.a. — Calităţile de pornire ale motoarelor diesel de tractor cu cameră de ardere tip INIDI ; *Voznesenski, N.P.* şi *Anişcenko, I.A.* — Indicii ciclului funcţional al motorului cu gaz pentru tractor ; *Lîsov, A.M.* şi *Vagner—Nemcinova, I. A.* — Determinarea corelaţiei optime a caracteristicilor motorului şi transformatorului hidraulic cu ajutorul maşinii analogice ; *Borisov, F.A.* şi *Zaţepin, M.A.* — Dinamica de tracţiune a tractorului de corhănit ; *Mudriak, V.I.*, *Petrov, Iu. N.* şi *Buki, A.A.* — Instalaţie pentru determinarea productivităţii pompelor cu roţi dinţate din sistemele hidraulice ale tractoarelor ; *Zoks, M.N.*, *Belokurov, V.N.* şi *Kobrin, M.M.* — Studiul rezistenţei la răsucire a componentelor cadrelor ; *Anisinov, G.M.* ş.a. — Aparatură pentru studiul regimurilor de exploatare ale tractorului de corhănit TDT—55 ; *Antonov, V.A.* — Studiul sarcinilor dinamice la cadrul combinei SKG—4 M ; *Cernikov, V.I.* ş.a. — Studiul funcţionării cultivatorului de frezat la prelucrarea cartofilor ; *Davşan, S.M.* — Asupra evaluării capacităţii de manevră a cultivatoarelor de bumbac ; *Belîi, V.A.*, *Lapiţki, I.M.* şi *Sîsoev, P.V.* — Unele particularităţi ale angrenării lanţurilor de transmisie cu role cu coroana de polimer a roţilor motoare şi antrenate ; *Potopov, G.P.* şi *Krugliakov, M.L.* — Asupra determinării înălţimii paletelor discurilor împrăştietoarelor centrifuge ; *Petrovski, G.N.* — Problema determinării capacităţii optime a rezervoarelor pulverizatoarelor ; *Gheorghiev, M.P.* — Asupra mişcării picăturilor în jetul pulverizatoarelor ; *Kubîşev, V.A.* şi *Menovşcikov, Iu. A.* — Cercetarea statică a fluxului tehnologic de prelucrare a gramineelor ; *Ciurbanov, I.S.* — Noi maşini pentru recoltarea cerealelor şi orezului ; *Goloviţîn, S.K.* — Maşină automată pentru plantarea cartofilor iarovizaţi : *Şaffert, E.* — Maşinile uzinei „Maşini agricole" din Mankents ; *Vasmanov, V.V.* — Îmbunătăţirea organizării şi automatizării comenzii operative a producţiei de bază a uzinelor ; *Zlatopolski, A. Ia.* — Automatizarea şi mecanizarea complexă a secţiei de montaj al subansamblurilor motorului diesel SMD—14 ; *Daghilaiski, R.L.* şi *Umanski, Iu.M.* — Îndepărtarea şpanului de fontă faţă de scula aşchietoare prin transport pneumatic ; *Orehov, A.V.* — Metodă de jumelare a valţurilor prin suprapunere a două secerătoare suspendate ; *Borisov, S.G.* — Ambreiaje cu arc-diafragmă.

Rectificare. În revista Construcţia de Maşini, nr. 9, în Cuprins, la rîndul 1 se va citi Autoturismul în loc de Autocamionul.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883 INDOK

UNIUNEA DE CONSTRUCŢII NAVALE

DIN

REPUBLICA POPULARĂ POLONĂ

în colaborare cu

Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România

organizează în zilele de 24—25 octombrie 1968 la Galaţi un simpozion cu tema:

,,Dezvoltarea construcţiei navelor industriale de pescuit şi a pescuitului oceanic în Republica Populară Polonă"

Cu această ocazie, specialiştii polonezi vor prezenta dezvoltarea construcţiilor navale în Polonia, precum şi realizările industriei navale poloneze în domeniul construcţiei navale de pescuit industrial.

În cadrul simpozionului vor fi prezentate opt referate de specialitate din domeniul construcţiei şi exploatării navelor de pescuit, urmate de discuţii.

După cum se ştie industria navală a R. P. Polone ocupă actualmente locul al doilea în lume, după Japonia, în domeniul construcţiilor navelor de pescuit şi locul al şaselea în ceea ce priveşte exportul de nave. Vasele construite în şantierele poloneze pe baza soluţiilor proprii sînt exportate într-o serie de ţări, iar în ultimul timp şi în Republica Socialistă România.

Simpozionul va avea loc la Sala de festivităţi a Institutului politehnic Galaţi, bdul Republicii, nr. 111, începînd de la orele 9.

Invitaţiile se pot obţine prin Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, telefon: 16.32.65.

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

ŞI

INTREPRINDEREA DE COMERŢ EXTERIOR ,,POLIMEX"

din Republica Populară Polonă

cu concursul

Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini

din Republica Socialistă România

informează despre organizarea simpozionului:

,,Maşini de construcţii rutiere fabricate în Polonia" şi a **,,Expoziţiei maşinilor de construcţii"**

Tematica simpozionului:

30 octombrie 1968:

,,*Macarale turn*".

Conferenţiar Docent dr. ing. S. Oziemski de la Institutul politehnic din Varşovia.

,,*Macarale autopropulsate și automacarale*''

Conferențiar : Docent dr. ing. S. Oziemski.

31 octombrie 1968 :

,,*Mașini terasiere cu o singură cupă* (*excavatoare, încărcătoare*).

Conferențiar : Mgr. ing. E. Budny de la Uzina de utilaje industriale din Varșovia.

,,*Mașini terasiere cu mai multe cupe*'' (*excavatoare, încărcătoare, mașini de haldat*).

Conferențiar : Prof. dr. ing. I. Brach de la Institutul politehnic din Varșovia.

1 noiembrie 1968

,,*Mecanizarea lucrărilor de fundații și tasarea solului*''.

Conferențiar : Mgr. ing. Z. Trzeciak de la Uzina de reparații mașini de construcții din Gdansk.

,,*Problemele concasării în Polonia*''

Conferențiar : Prof. dr. ing. I. Brach.

Simpozionul va avea loc în Sala Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din București, Calea Victoriei nr. 118, cu începere de la orele 9.

Expoziția mașinilor de construcții va fi deschisă pentru public între 28.10 și 1.11.1968 de la orele 9,00 la 17,00. Demonstrarea funcționării mașinilor se va efectua în cicluri de o oră funcționare, o oră pauză, la șantierul Trustului I construcții montaj din București, bdul Muncii nr. 240.

La expoziție vor fi expuse : macaraua turn ZK-10 ,,Lech''; încărcătoare cu roți LIC și L 2 ; excavatorul hidraulic pe autotractor KSH-45 și macaraua autopropulsată cu autoîncărcare HDS-3.

Invitațiile pentru simpozion se pot obține prin Direcția de relații tehnico-economice externe din M.I.C.M., telefon : 16.32.65

ASOCIAȚIA OAMENILOR DE ȘTIINȚĂ DIN ROMÂNIA

ORGANIZEAZĂ LA BUCUREȘTI, ÎNTRE 15 și 21 OCTOMBRIE 1968, SIMPOZIONUL ,,APLICAREA SISTEMULUI INFORMAȚIONAL IN ECONOMIE''.

Lucrările acestui simpozion se vor desfășura în ședințe plenare și în următoarele cinci secții de specialitate :

1. cercetarea operațională în economie și algoritmizarea proceselor economice;
2. aplicațiile sistemului informațional în planificare;
3. aplicațiile sistemului informațional în conducerea științifică a întreprinderilor;
4. aplicațiile sistemului informațional în sistemul bancar-financiar, sistemul de aprovizionare și desfacere etc.;
5. probleme de organizare și structură a sistemelor de prelucrare a datelor.

De asemenea vor fi organizate mese rotunde în următoarele domenii :

a) eficiența utilizării calculatoarelor în gestionarea marilor întreprinderi;

b) probleme actuale ale cercetării operaționale în economie;

c) probleme privind organizarea și structura sistemelor de prelucrare a datelor.

ORSZÁGOS MŰSZ KÖNYVTÁR ES DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONFERINŢA REPUBLICANĂ DE CHIMIE ANALITICĂ

Constanţa 24—28 septembrie 1969

Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor Secţia de Chimie organizează la Constanţa în zilele de 24—28 septembrie 1969 Conferinţa Republicană de Chimie Analitică, cu următoarele secţii:

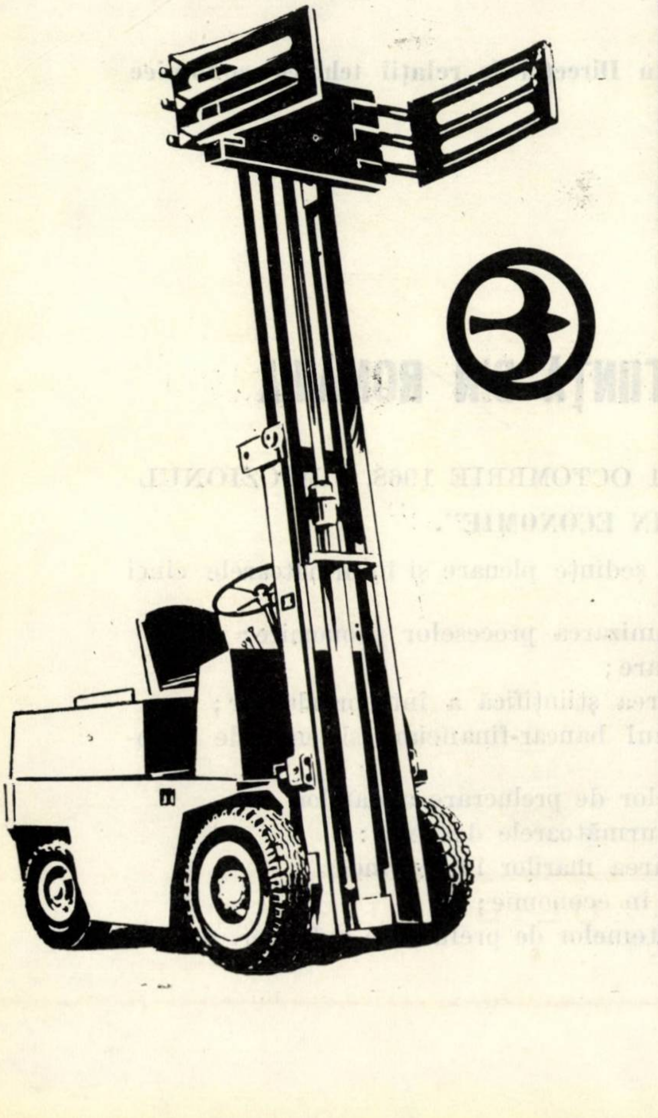
Secţia I	METODE CHIMICE DE ANALIZĂ
Secţia II	METODE FIZICE DE ANALIZĂ
Secţia III	CONSTRUCTII DE APARATE ŞI DISPOZITIVE FOLOSITE ÎN ANALIZA CHIMICĂ
Secţia IV	AUTOMATIZAREA MĂSURĂRILOR ANALITICE ŞI TEHNICA MĂSURĂRILOR AUTOMATIZATE

Cei care doresc să participe la lucrările conferinţei urmează să completeze talonul de participare care se va trimite prin instituţii şi să-l expedieze pînă la data de 1 ianuarie 1969.

Cei care doresc să prezinte referate şi comunicări sînt rugaţi să expedieze rezumatele lucrărilor, în 3 exemplare, în limbile română şi engleză (maximum 500 cuvinte) pînă la data de 15 februarie 1969.

Propunerile vor fi selecţionate pe baza acestor rezumate şi pînă la 1 aprilie 1969 se va comunica rezultatul pentru lucrările introduse în program.

INTREAGA CORESPONDENŢĂ VA FI EXPEDIATĂ PE ADRESA: Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor Secţia Chimie pentru Comitetul de organizare al Conferinţei Republicane de Chimie Analitică, Calea Victoriei nr. 118, etaj I. sector 1.



Construcţie solidă şi sigură, randament superior, maniabilitate sporită

balkancar

ELECTROCARE

elevatoare universale de mare înălţime, de mică înălţime, cu platformă, tractoare şi basculante

AUTOCARE

elevatoare universale de mare înălţime, cu platformă şi basculante, cu motor cu benzină sau Diesel.

Pentru elevatoarele universale de mare înălţime **BALKANCAR** livrează o serie de echipamente amovibile pentru manevrarea diferitelor tipuri de sarcini.

Pentru maşinile de fabricaţie **BALKANCAR** se asigură serviciile necesare şi piese de schimb.

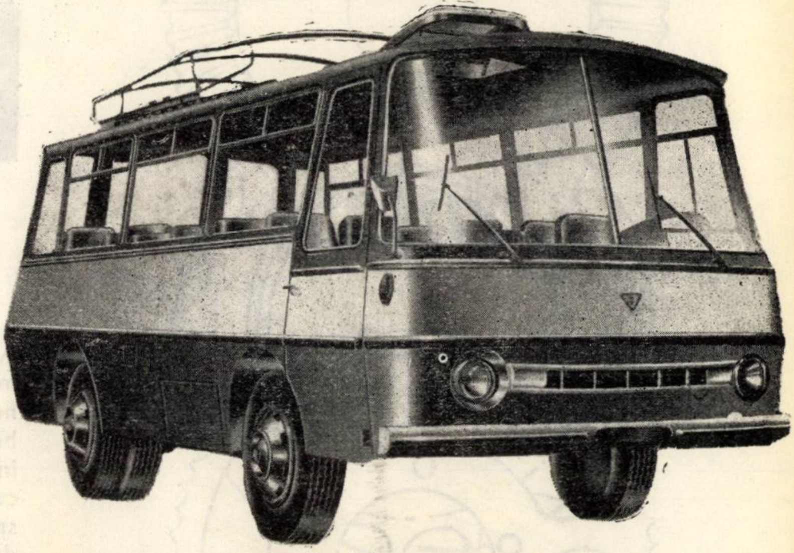
Informaţii detaliate şi oferte:

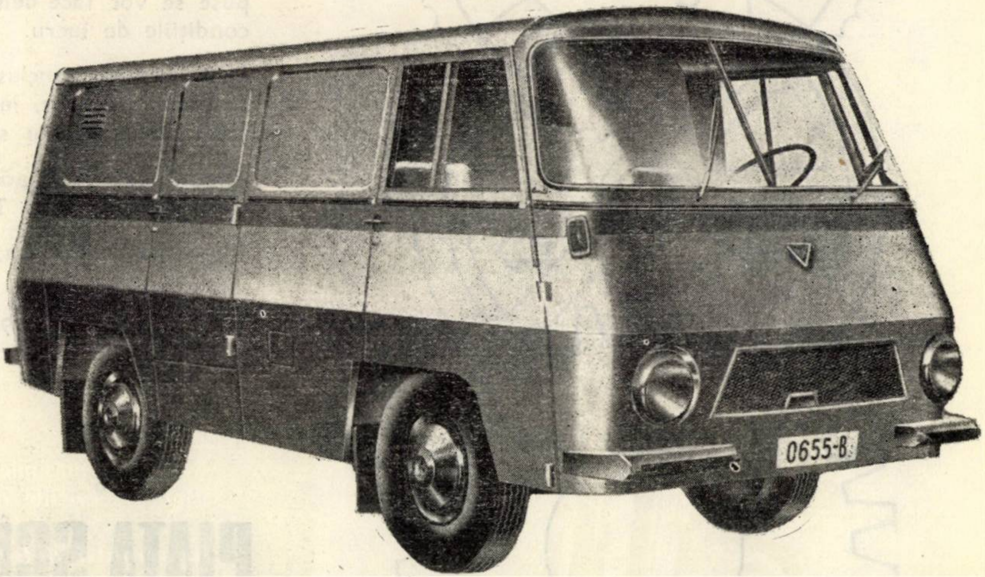
BALKANCAREXPORT, BULGARIA,
SOFIA, Str. AKSAKOV Nr. 5, ● TELEFON 88-53-21
TELEX. 386 ● TELEGRAME: **BALKANCAREXPORT**—SOFIA

uzina autobuzul bucurești

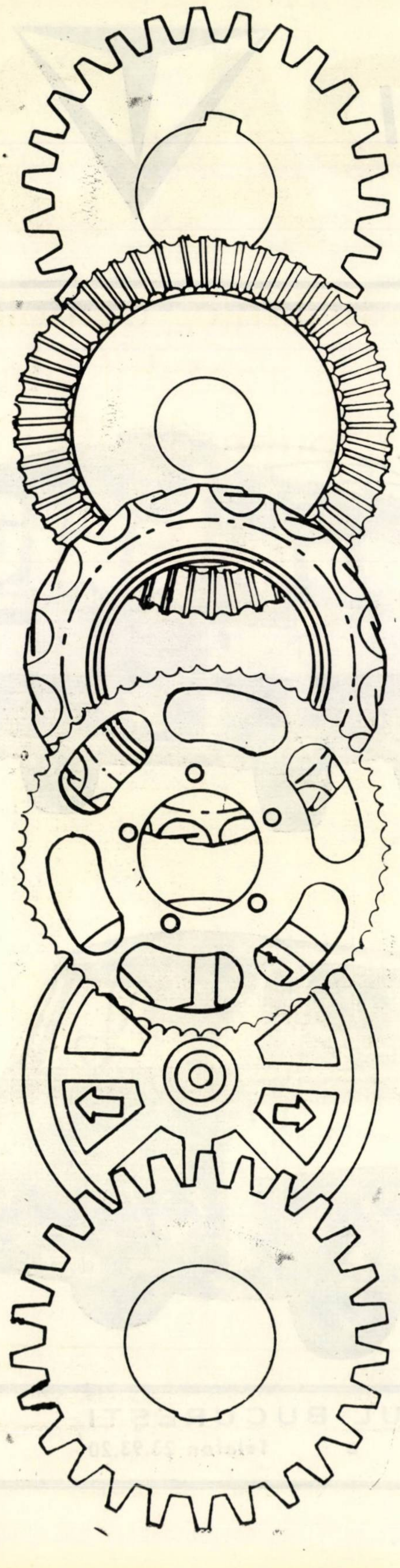
produce:

AUTOBUZE RUTIERE	TV71-R, 140 CP
AUTOBUZE RUTIERE	TV20-R, 140 CP
AUTOBUZE URBANE	TV20-U, 140 CP
TROLEIBUZE	TV20-E, 75 kW
TROLEIBUZE ARTICULATE	TV2-EA, 130 kW
MICROBUZE	TV41-M, 70 CP
AUTOFURGONETE	TV41-F, 70 CP
AUTOSANITARE	TV41-S, 70 CP
AUTOCAMIONETE	TV41-C, 70 CP





UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI
Str. Ostrov nr. 3, Sectorul V • Telefon 23.93.20



EXPOZIŢIA INDUSTRIALĂ BRITANICĂ

Alegerea echipamentului industrial, a maşinilor şi a elementelor componente este de o importanţă deosebită şi nu cunoaşte limite. Inalta calitate şi performanţele deosebite ale produselor britanice sînt cunoscute şi apreciate în toată lumea. Toate produsele care vor fi expuse în cadrul Expoziţiei Industriale Britanice corespund cerinţelor specifice ale pieţei româneşti. Datorită acestui fapt, în cadrul expoziţiei se vor expune produse care prezintă interes pentru reprezentanţii fiecărei ramuri comerciale. Informaţii tehnice complete şi prospecte vor fi distribuite la fiecare stand. De asemenea cu multe din produsele expuse se vor face demonstraţii practice pentru a se ilustra condiţiile de lucru.

Deschisă zilnic (inclusiv duminica) între orele 10 18.
In zilele de lucru, între orele 10–13, expoziţia este deschisă numai pentru specialişti.

Organizatoarea expoziţiei este societatea
INDUSTRIAL AND TRADE FAIRS INTERNATIONAL LTD.

Expoziţia funcţionează în:

BUCUREŞTI, PIAŢA SCÎNTEII
17 27 octombrie 1968

PIAŢA SCÎNTEII BUCUREŞTI,
17-27 OCTOMBRIE 1968

MINIPAC

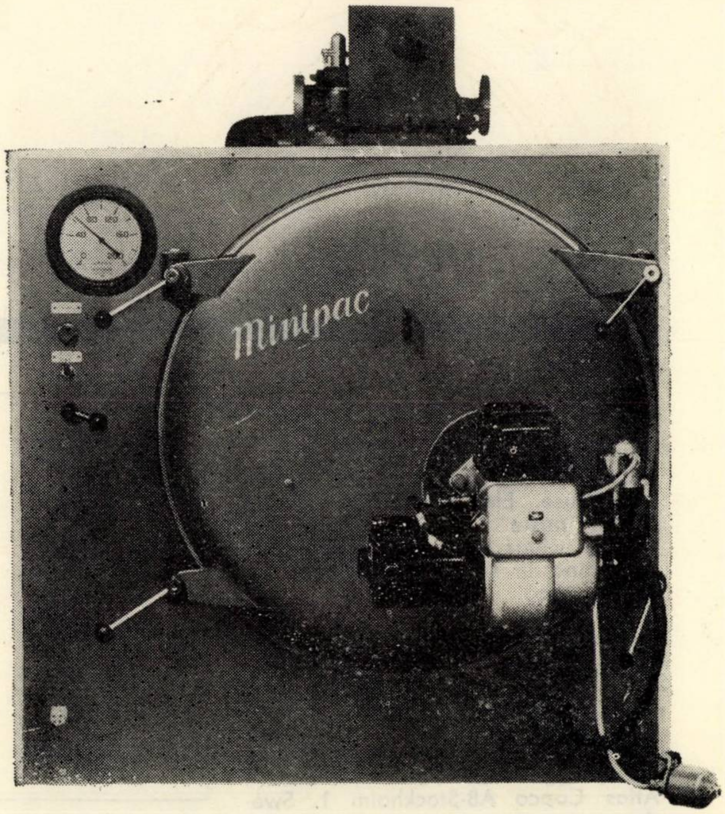
Cazanul de abur fabricat britanic, complet automatizat, care vă produce rentabil abur sau apă caldă – pentru mai puţin de 1000 £

MINIPAC debitează rentabil şi economic abur sau apă caldă pînă la 8,5 kgf/cm² oriunde există necesitate.

Sînt disponibile douăzeci de modele de cazane MINIPAC — folosind combustibil lichid greu sau gaze naturale — cu capacităţi de la 120 la 1 000 kg/h pentru abur şi de la 60 000 la circa 800 000 kcal/h pentru apă caldă.

MINIPAC combină toate trăsăturile celor mai cunoscute cazane montate britanice — Multipac, Demipac, Aquapac — într-o construcţie compactă.

MINIPAC — economic, de greutate redusă, complet automatizat, eficient pentru a realiza cheltuieli minime la producerea de abur şi apă caldă — potrivit pentru şcoli, uzine, clădiri publice, spălătorii etc.



Pentru detalii şi specificaţii, expediaţi cuponul de mai jos la adresa:

JOHN THOMPSON GROUP

JOHN THOMPSON (SHELL BOILER DIVISION) LIMITED
LILYBANK WORKS, LONDON ROAD, GLASGOW E.I.

Send full details of the MINIPAC fullyautomatic package boiler.

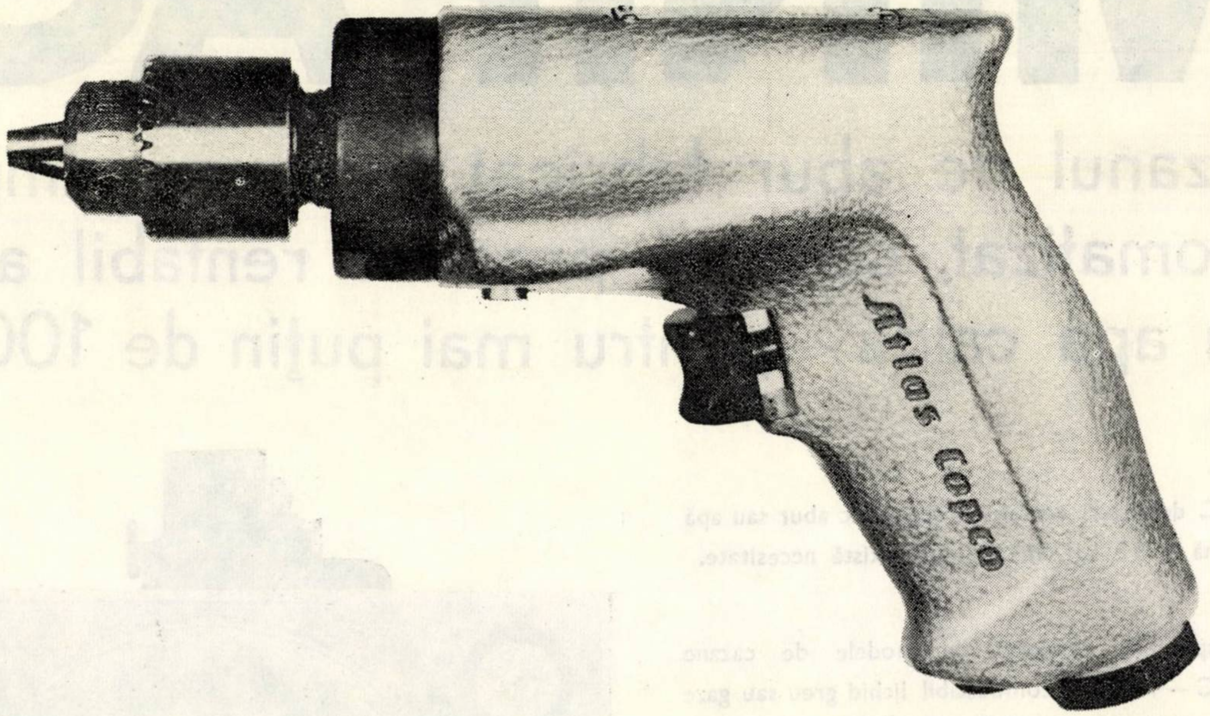
NUMELE ______________________

INTREPRINDEREA ______________________

ADRESĂ ______________________

JOHN THOMPSON (SHELL BOILER DIVISION) LIMITED
LILYBANK WORKS, LONDON ROAD, GLASGOW E. I.

UNELTE PNEUMATICE CU PUTERE MAXIMĂ ȘI COST MINIM



Uneltele pneumatice Atlas Copco sînt ieftine în exploatare, deoarece au construcție simplă și puține piese de uzură.

Cheltuielile de întreținere sînt extrem de reduse. Ele posedă rezervă de putere peste capacitatea nominală — dar chiar dacă sînt supraîncărcate pînă la situația de blocare, nu se avariază.

Atlas Copco oferă o listă completă de unelte pneumatice, accesorii și piese de schimb pentru lucrări de polizare, percuție, găurire, dăltuire, bulonare și nituire.

Sînt, de asemenea, disponibile furtunuri flexibile suplimentare, cuple, valve, organe de lubrificație etc.

Atlas Copco AB-Stockholm 1. Sweden.

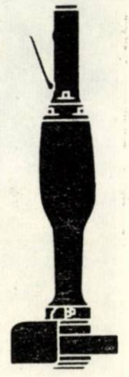
Desenele reprezintă:

1. Polizor drept manual
2. Dispozitiv de vopsire cu pistol la înaltă presiune
3. Cheie de impact.

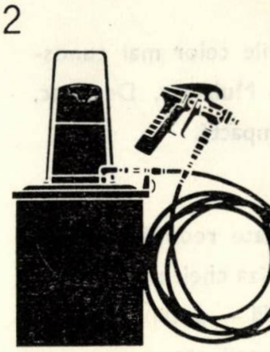
Vă rugăm să scrieți: numele, profesiunea și adresa dv. în litere de tipar pe o hîrtie separată.

Atlas Copco

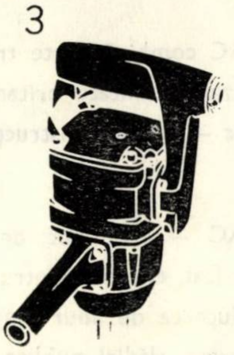
1



2



3



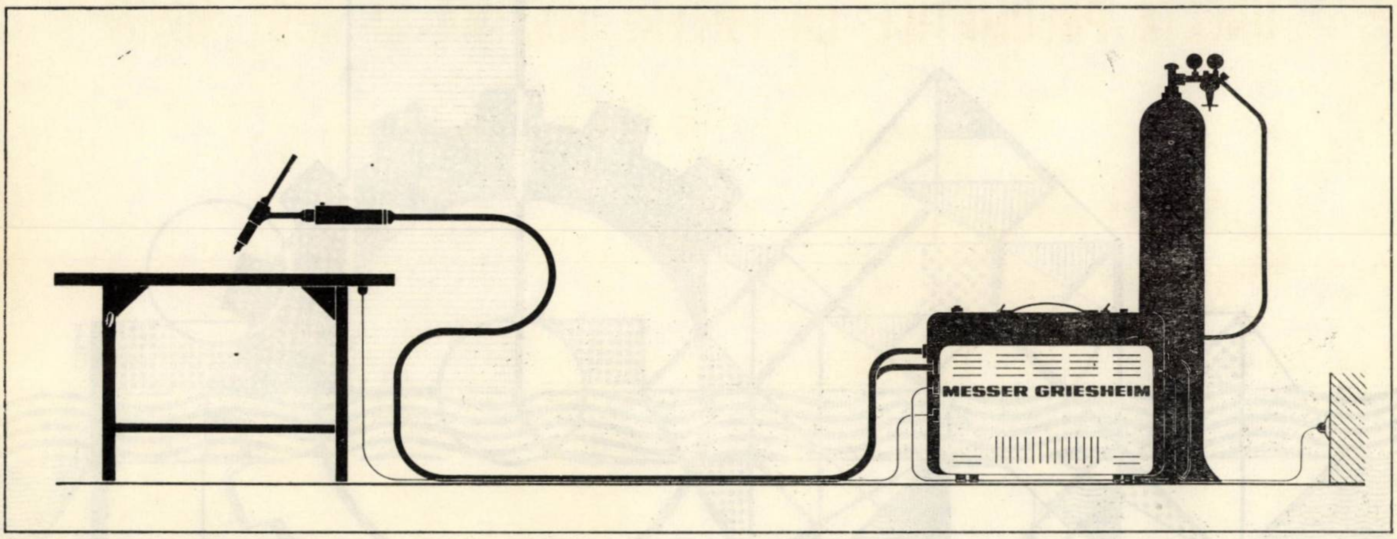
Send information in English ☐ German ☐ French ☐ on the following products:

☐ **Handdrills**
☐ **Grinders**
☐ **Paint spraying equipment**
☐ **Impact wrenches**

Name ____________
Title ____________
Address ____________

10/68

SUDARE ŞI TAIERE RAŢIONALE



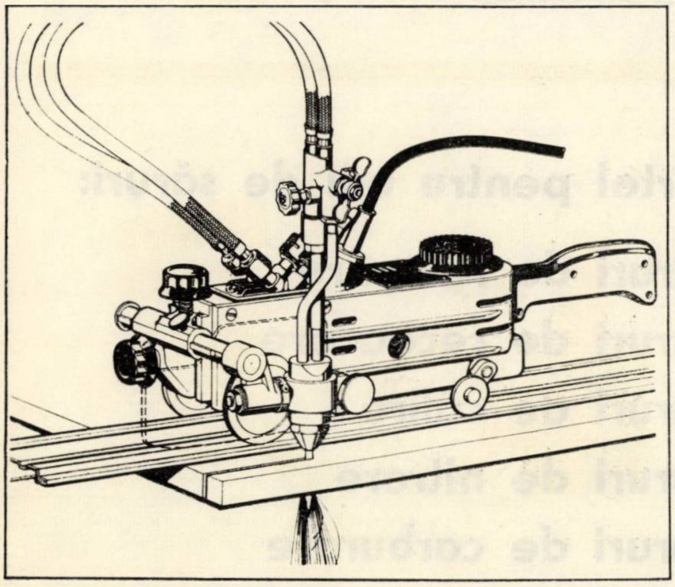
MINIWIG 200 GW

Este denumirea unui nou dispozitiv de comandă cu arzător, cu ajutorul căruia se poate transforma o sursă normală de curent pentru sudare cu electrozi într-un dispozitiv cu gaz de protecţie.

Se racordează MINIWIG-ul la sursa existentă: transformator pentru metale uşoare ; redresor pentru oţel, oţel inoxidabil, nichel, cupru şi aliajele lor. Mai este necesară o butelie de argon, care se racordează la MINIWIG şi astfel rezultă, fără multă cheltuială, un dispozitiv puternic de sudare cu gaz de protecţie (TIG), care poate fi încărcat pînă la 200 A. Butonul de comandă al arzătorului permite reglarea curentului şi a cantităţii de gaz.

Aparatul de comandă cîntăreşte doar 18 kgf.

Prospectul: 30.1001 MINIWIG 200 GW.



QUICKY

Una din principalele probleme ale sudării este tăierea—pregătirea muchiilor de sudat. Maşina manuală de tăiat QUICKY se dirijează manual la tăierea curbelor. La tăierea rectilinie ea poate fi condusă pe o şină, iar la tăierea cercurilor pe un dispozitiv circular.

Quicky este o maşină uşor de mînuit, robustă, cu mari posibilităţi de mecanizare fără mari cheltuieli la tăierea prin sudură. Nu este deci de mirare că actualmente funcţionează în toată lumea peste 27000 de maşini Quicky.

Prospectul: 10.1020 Quicky

Acestea sînt încă două exemple de felul în care produsele MESSER GRIESHEIM contribuie la raţionalizarea sudării şi tăierii. Este vorba de produsele unei întreprinderi care a contribuit în mod hotărîtor ca tehnica sudării şi a tăierii să devină un mijloc important de prelucrare.

MESSER GRIESHEIM furnizează aparate şi maşini pentru toate operaţiile de sudare şi de tăiere importante în industrie: sudarea autogenă, sudarea electrică, sudarea în atmosferă protectoare, sudarea cu plasmă, sudarea prin rezistenţă, sudarea cu raze de lumină, sudarea materialelor sintetice.

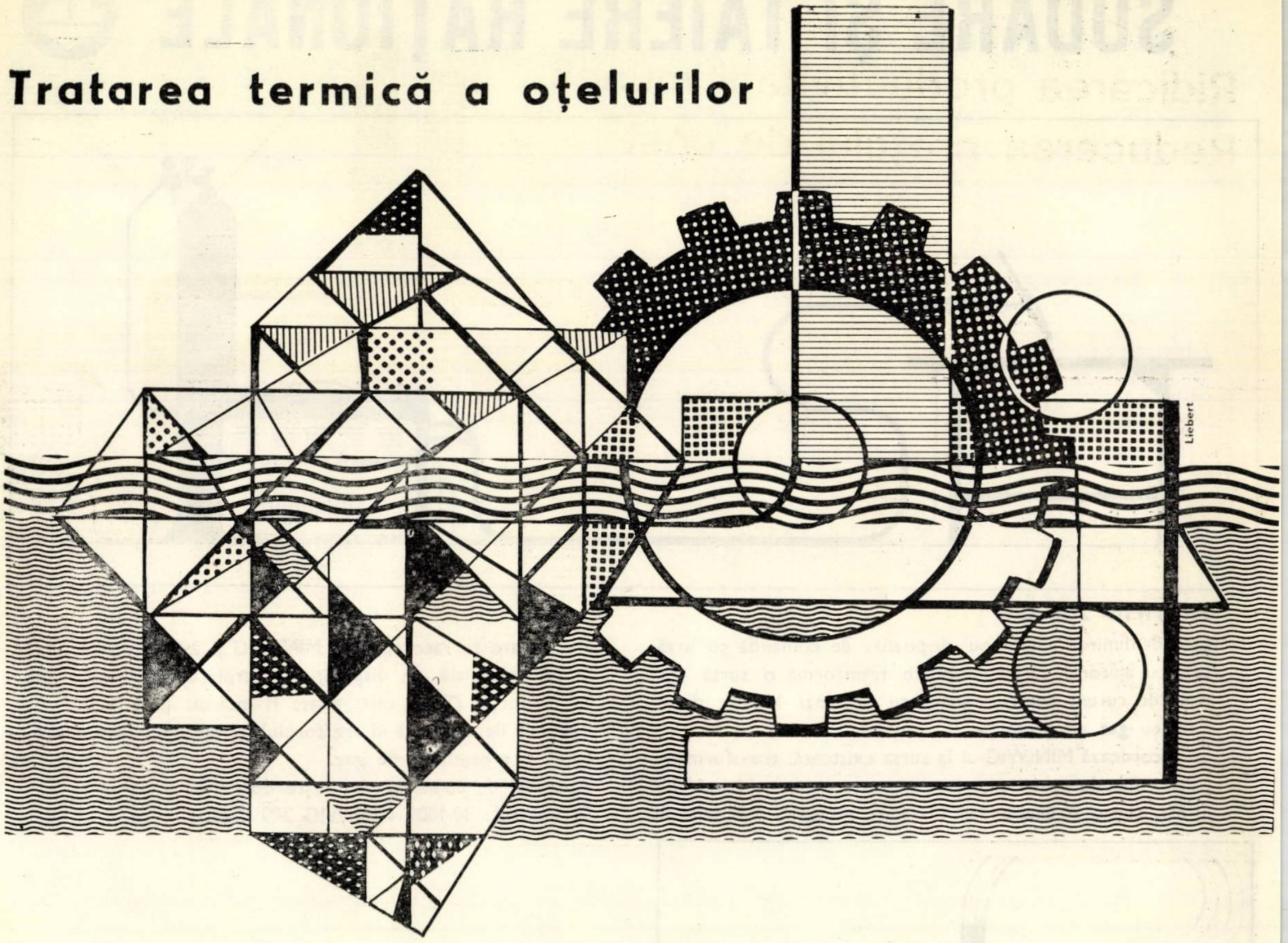
Inginerii noştri cunosc problemele de producţie ale industriei multor ţări. Aceste cunoştinţe reprezintă accesoriul gratuit al produselor noastre. De aceea, clienţii noştri sînt întreprinderile care nu doresc numai să furnizeze produse de calitate, ci şi să-şi scadă preţul de cost.

MESSER GRIESHEIM

Messer Griesheim GmbH · Schweißtechnik 6 Frankfurt am Main · BRD
Büro Ost · 1 Berlin 30 · Einemstraße 9 · Telefon (0311) 2119001

Republica Federală a Germaniei

Tratarea termică a oțelurilor



Livrăm săruri Härtol pentru băi de săruri:

Săruri de revenire
Săruri de recoacere
Săruri de călire
Săruri de nitrare
Săruri de carburare
Săruri pentru oțeluri rapide

Vă rugăm cereți prospectele speciale ale produselor noastre

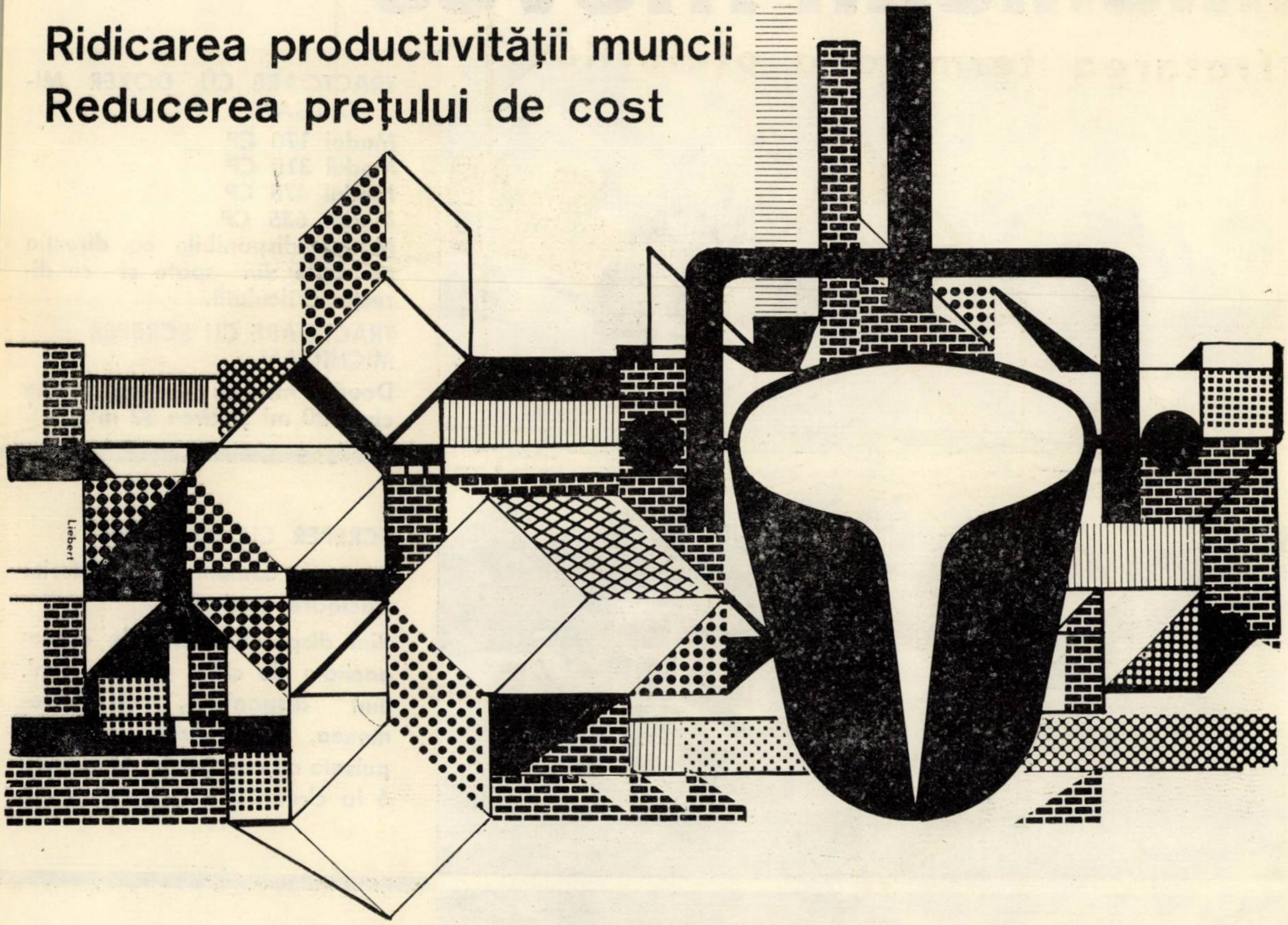
VEB HÄRTOL-WERK

DDR 3011 MAGDEBURG 11, SÜLZEBERG 4

TELEX: 018 249 • TELEGRAME: HÄRTOL-WERK • REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Informații de export se pot obține prin:
CHEMIE - EXPORT - IMPORT — Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR — 1055 Berlin, Storkower Strasse, 133 Telex: 011 2171 ahbc dd — Telefon: 53 07 41

Ridicarea productivității muncii
Reducerea prețului de cost



prin liantul Radiatol pentru miezuri

Principalele avantaje:

- Reducerea timpului de uscare
- Mărirea rezistenței la îndoire
- Micșorarea proporției de liant
- Micșorarea rebuturilor
- Posibilitatea folosirii de nisipuri umede

Vă rugăm cereți prospectele speciale ale produselor noastre

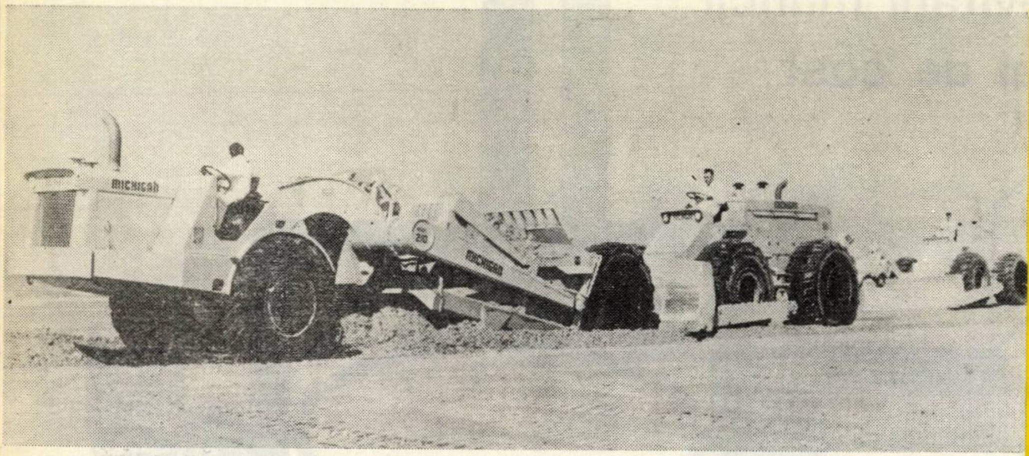
VEB HÄRTOL-WERK

DDR 3011 MAGDEBURG 11, SÜLZEBERG 4

TELEX: 018 249 ● TELEGRAME: HÄRTOL-WERK ● REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Informații de export se pot obține prin:
CHEMIE-EXPORT-IMPORT — Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR — 1055 Berlin, Storkower Strasse, 133 Telex: 011 2171 ahbc dd — Telefon: 53 07 41

MICHIGAN moves



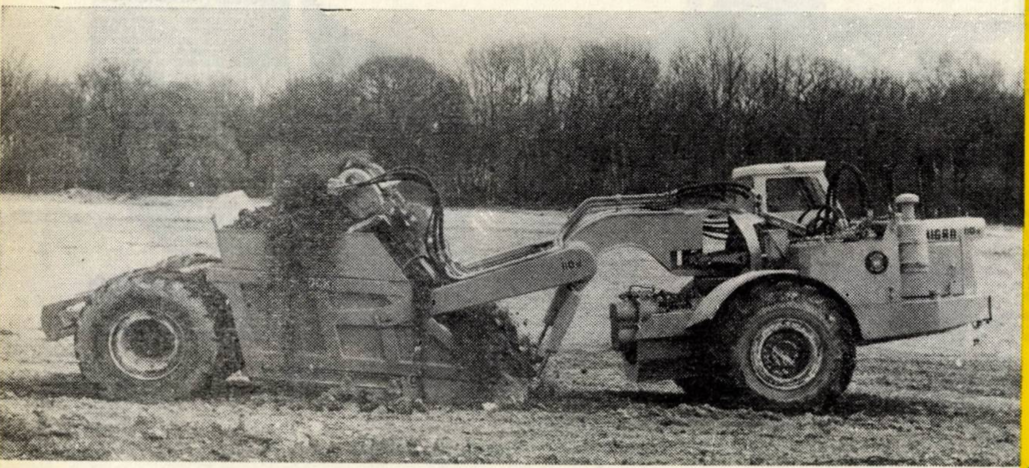
TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN

Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP

Modele disponibile cu direcţia pe roţile din spate şi cu direcţie articulată.

TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

Două modele — capacitate circa 20 m³ şi circa 32 m³.



SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.

Sînt disponibile modele cu capacitate de circa 4, 8 şi 12 m³. Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m³.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

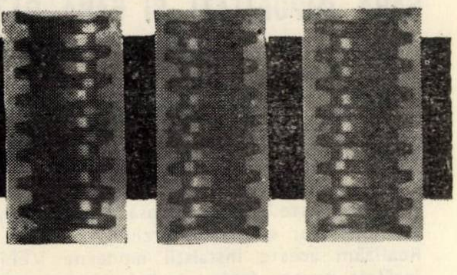
Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m³ la circa 20 m³.

Modele disponibile cu direcţie pe roţile din spate, pe toate roţile şi direcţie articulată cu o largă varietate de auxiliare.

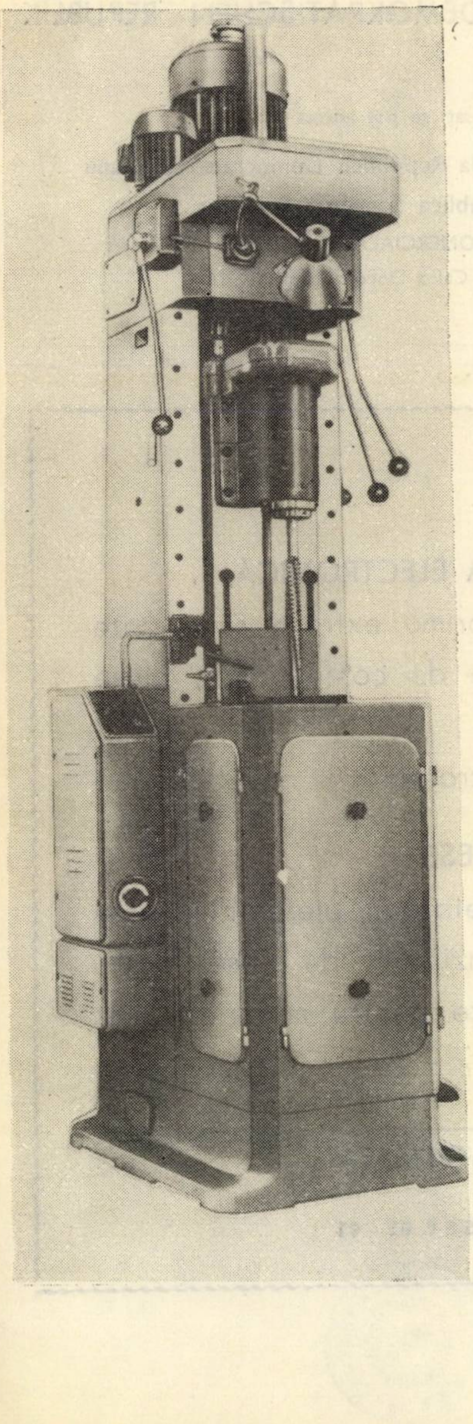
MICHIGAN
CLARK®
EQUIPMENT

CLARK INTERNAŢIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY, GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est:
LEA GRANT AND COMPANY LIMITED
Devenshire House
195/199 Great Portland Street
Londra W 1

BULGARIA



Noua maşină de tarodat prin broşare ROS-01



Pentru confecţionarea tarozilor şi filetarea găurilor de diverse profile în oţel, fontă, metale neferoase şi materiale plastice dintr-o singură trecere şi cu o singură sculă cu mişcare combinată de avans şi rotaţie

productivitate excepţională
precizie mare, suprafeţe prelucrate perfecte
ROS-01 realizează filete cu pas metric Whitworth şi cu modul diametral (DP).

Medalia de aur la Tîrgul de primăvară de la Leipzig din 1966

Exportator:

MACHINOEXPORT
5, str. Aksakov — Sofia ● Bulgaria
Telefon: 88-53-21
Telex. 011—425
Telegrame: MACHINOEXPORT SOFIA

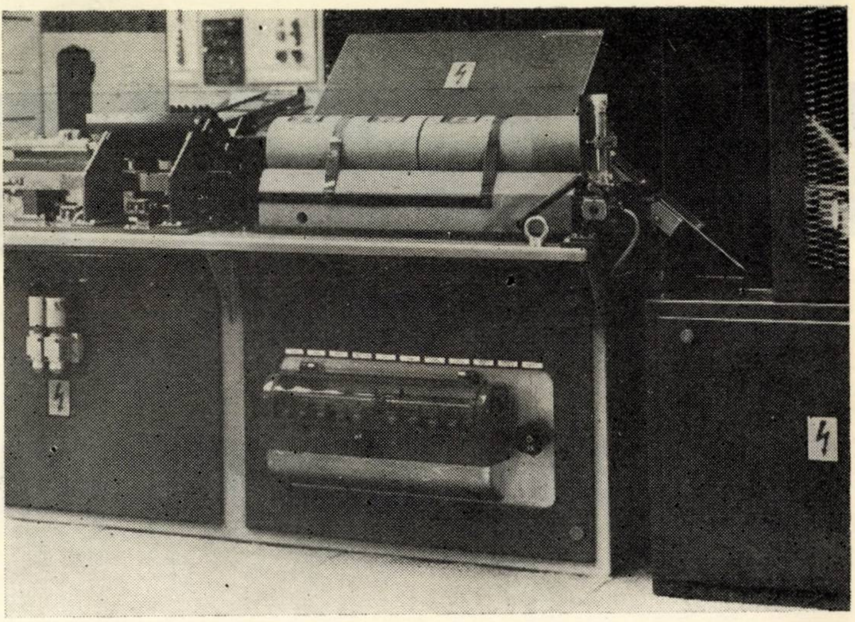
MACHINOEXPORT

ÎNCĂLZIREA PIESELOR DE FORJAT, FĂRĂ IMPURITĂŢI ŞI FĂRĂ GAZE?

Imaginea arată că există o cale mai bună, mai rapidă şi mai raţională. Pentru un număr mare de piese, tehnologia de perspectivă este cea de încălzire prin curenţi de inducţie de frecvenţă medie.
Fiecare piesă se caracterizează printr-o precizie deosebită.
Oxidarea este atît de redusă încît durabilitatea uneltelor este mult prelungită.
Realizăm aceste instalaţii moderne VEM de încălzit pentru forje prin inducţie la frecvenţă medie, pentru secţiuni de bară, bare întregi şi capete de bare şi vă punem la dispoziţie tehnica nouă de care aveţi nevoie.

Vă rugăm cereţi informaţii detaliate

VEM



VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Exportator:

Deutscher Innen- un Aussenhandel

Elektrotechnik

DDR • 104 Berlin • Chausseestrasse 111/112
Republica Democrată Germană

Cei interesaţi se pot adresa la:

Ambasada Republicii Democrate Germane
din Republica Socialistă România,
SECŢIA COMERCIALĂ
Bucureşti, Calea Dorobanţilor nr. 14

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECŢIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese şi imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecţionat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).
Economie apreciabilă de timp şi personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fişele de însoţire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREŢI DOCUMENTAŢIILE GRATUITE LA

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 87–91

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

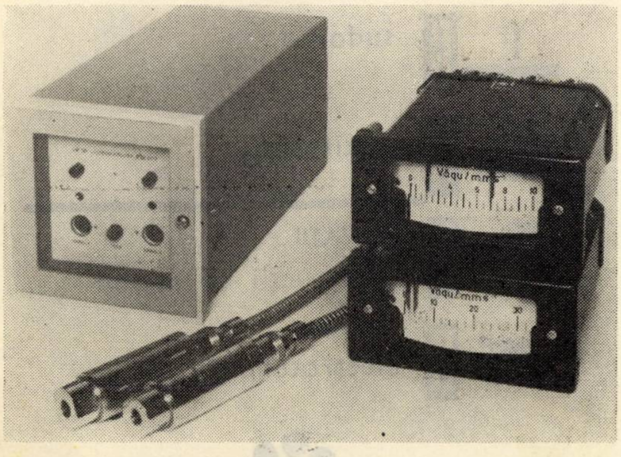
R-F-T

Reprezentant al tehnicii înaintate

Vibraţiile mecanice periclitează bunuri de mare valoare

Pentru supravegherea turbinelor, compresoarelor şi a altor instalaţii livrăm:

Aparate pentru supravegherea mersului regulat tip LW 221



Scara de măsurare a amplitudinii oscilaţiei 50 şi 100 μm.

Pentru aplicarea universală livrăm între altele şi vibrometre şi instalaţii de control al vibraţiilor.

Cei interesaţi se pot adresa la Biroul tehnico-comercial
DIA — Elecktrotechnick, Secţia politico-comercială
Ambasada Republicii Democrate Germane
din Republica Socialistă România
Calea Dorobanţi 14
Bucureşti, Republica Socialistă România

Informaţii de export se pot obţine prin:

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb
der Deutschen Demokratischen Republik
DDR 104 Berlin
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

---

balkancar

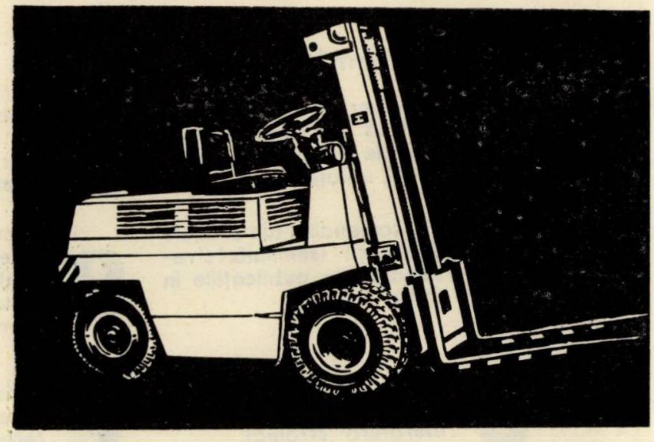
AUTOCARE
elevatoare universale de mare înălţime cu capacitatea de încărcare între 1 000 şi 5 000 kgf şi înălţimea de ridicare pînă la 4 500 mm

Variante de fabricaţie
- cu motor cu benzină sau cu motor Diesel Perkins original
- cu transmisie mecanică sau hidraulică
- cu servodirecţie hidraulică, cu capacitatea de încărcare între 3 000 şi 5 000 kgf

Balkancar livrează o gamă largă de echipamente **auxiliare** pentru autocare, pentru manevrarea diferitelor tipuri de sarcini.

Informaţii detaliate şi oferte:

BALKANCAREXPORT, Bulgaria,
Sofia, Str. Aksakov nr. 5 ● Telefon: 88-53-21
Telex: 386 ● Telegrame: **BALKANCAREXPORT** — SOFIA



balkancar

OFICIUL DE DOCUMENTARE ŞI PUBLICAŢII TEHNICE
AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

editează materiale de

informare tehnică

1969 JAN 1

pentru muncitori şi maiştri

- **A** turnători, modelori
- **B** forjori, matriţeri
- **C** strungari, frezori
- **D** lăcătuşi, ajustori, sculeri
- **E** tratamente termice
- **F** electricieni de montaj construcţii de maşini
- **G** sudori
- **H** rectificatori

- **M** INOVAŢII construcţii de maşini
- **R** INOVAŢII electrotehnică

Cuprind următoarele capitole:

- **a** „Prelucrări din literatura străină" (extrase, prezentări de tehnologii, metode şi utilaje noi)
- **b** „Recomandări din ultimele publicaţii" (semnalări şi rezumate din publicaţiile în limba romînă)
- **c** „Scurte informaţii" (din literatura străină)
- **d** „Metode avansate de muncă, din experienţa muncitorilor şi maiştrilor" din întreprinderile M.I.C.M.
- **e** „Conferinţe" (sinteză a datelor caracteristice şi a nivelului atins pe plan mondial pentru teme de mare actualitate)
- **f** „Răspundem cititorilor" la întrebările cu caracter tehnic puse de aceştia

INOVAŢIILE valoroase sînt editate separat, în două broşuri pe domenii largi

Aceste publicaţii sînt singurele care se ocupă, la noi în ţară, de popularizarea pentru muncitori şi maiştri a noutăţilor şi a progresului tehnic înregistrat în domeniul acestor meserii.

Abonamentele se pot face prin O.D.P.T din M.I.C.M. str. Orlando, nr. 2, sectorul 1, Bucureşti.

Produce și livrează:

Utilaje pentru industria chimică și rafinării:

- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- evaporatoare
- reactoare
- coloane
- instalații de cocsare
- conducte cu diametre mari
- recipienți pentru depozitarea și distribuția gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuție)

Rulmenți speciali de diferite tipuri:

- rulmenți axiali, radiali, oscilanți, cu role butoi asimetrice, seria 29456 și 29436 pentru capete hidraulice
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

Strada Depoului nr. 16

Telefon : 10100

Telex : 2.22.74

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCA INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

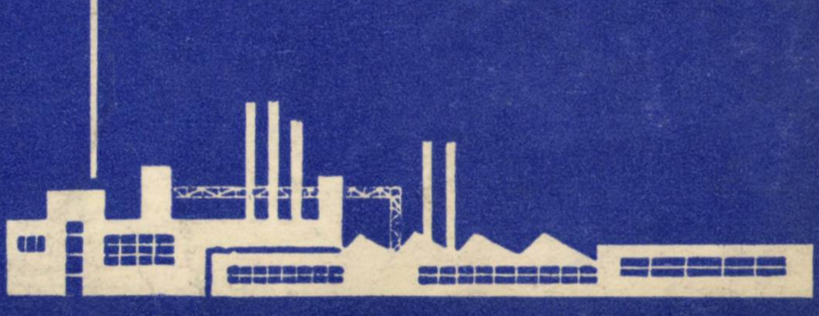
UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43



E 3279

R

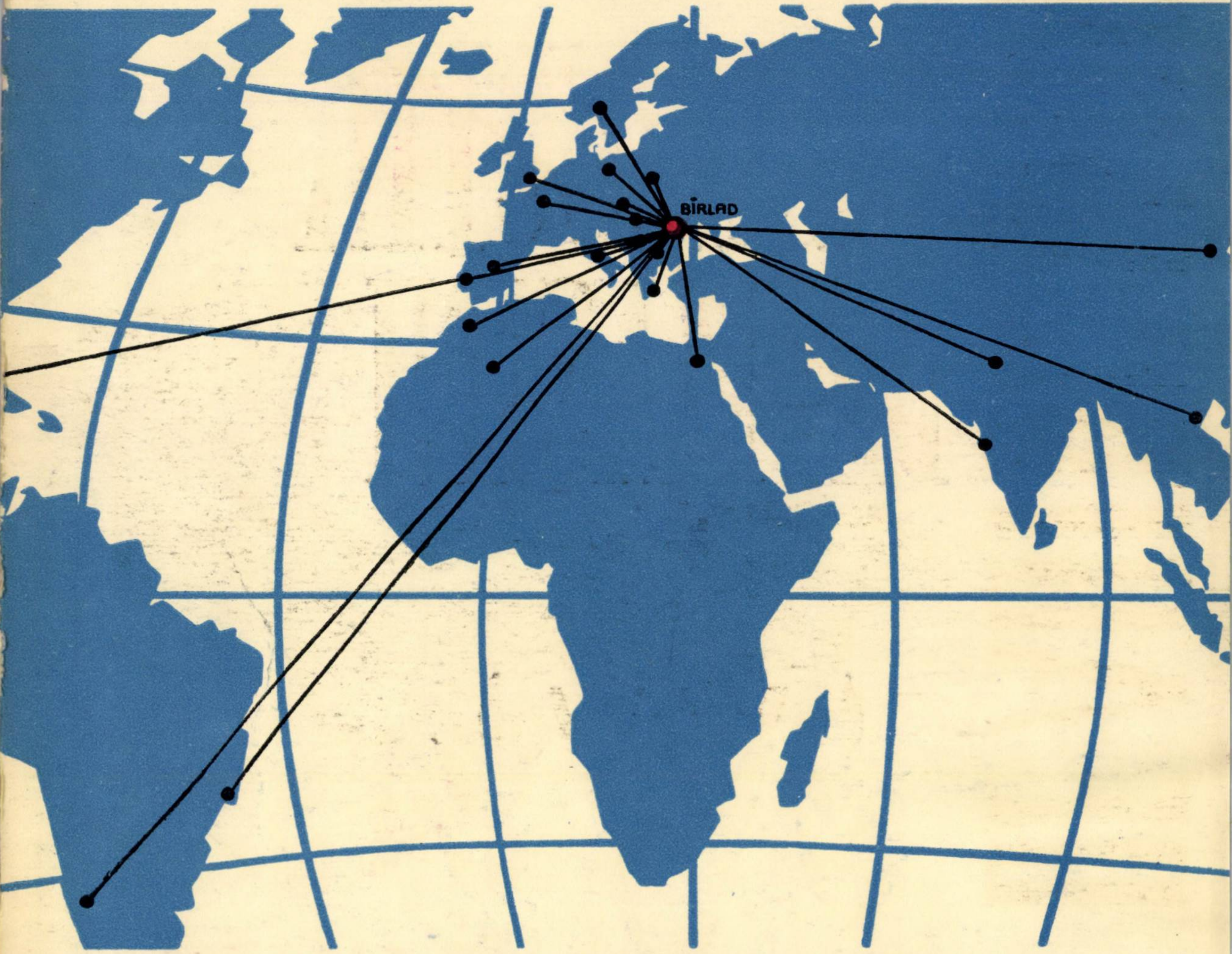
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 11 • NOIEMBRIE 1968

c1
67

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

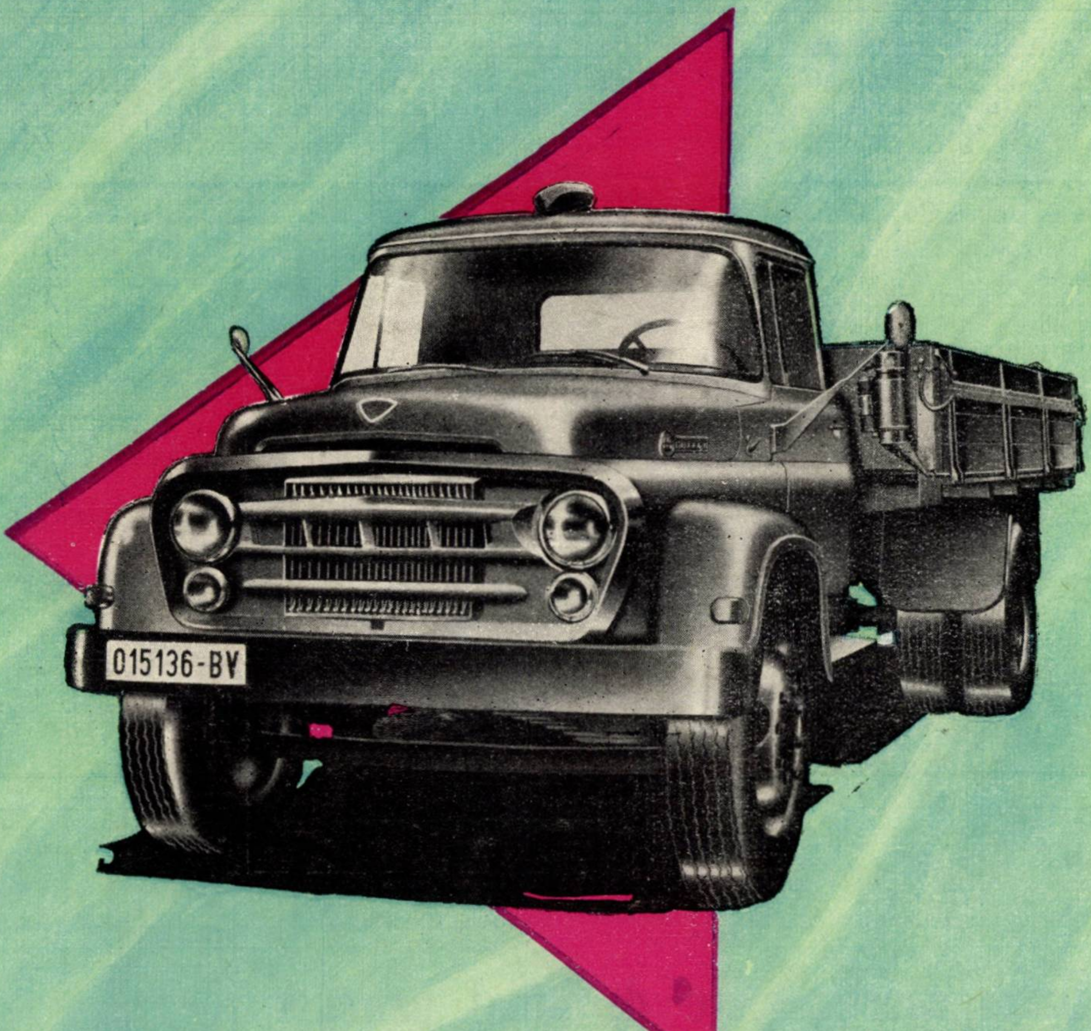
- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca : rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenți pentru utilaj petrolier, rulmenți pentru tractoare și camioane etc.*

FRB
MADE IN RUMANIA

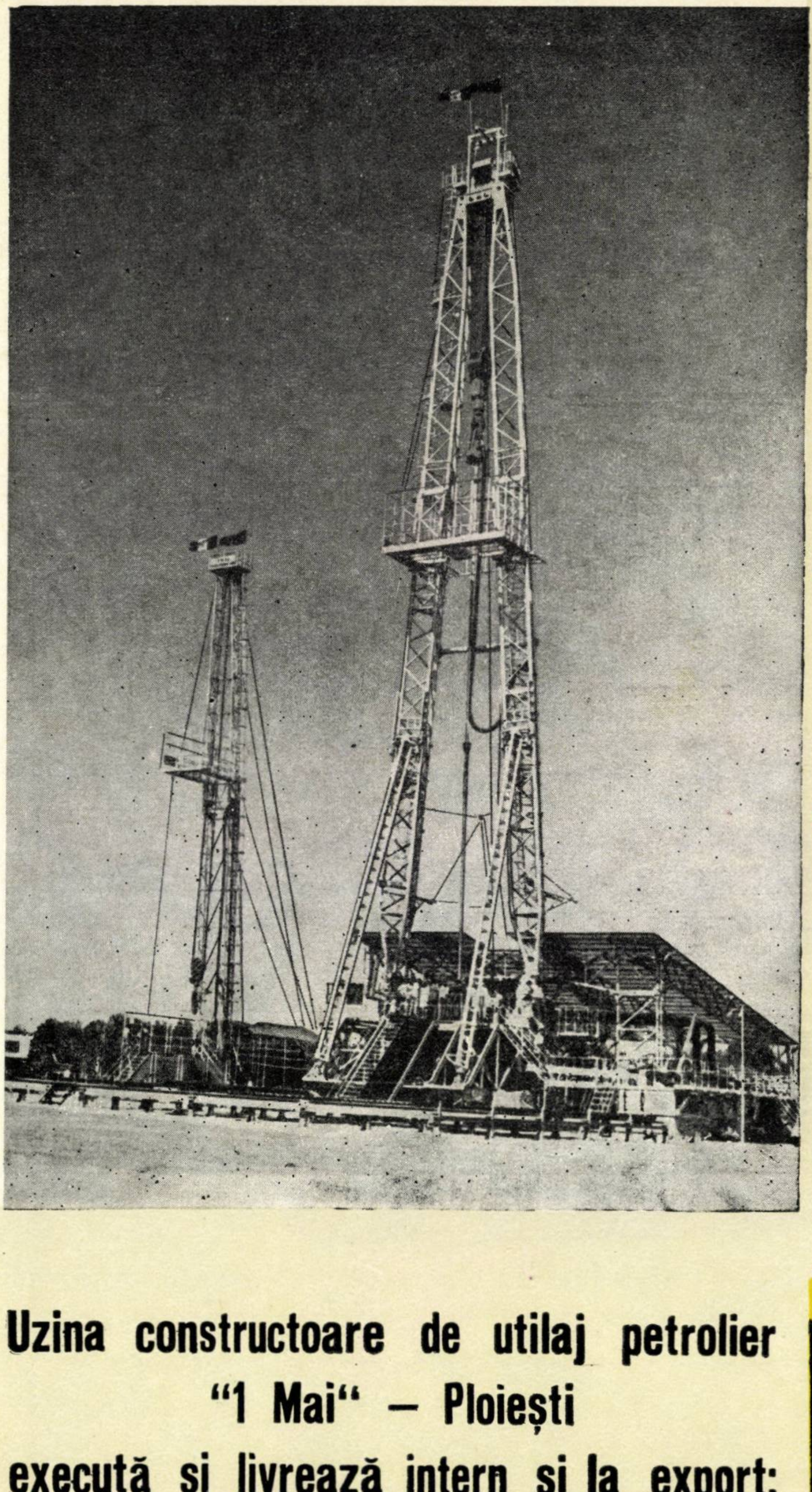
E 3279

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Strada
Poienilor 5
Telefon:
20220



- putere 140 CP
- sarcină utilă 3-6 t
- viteză 90 km/h



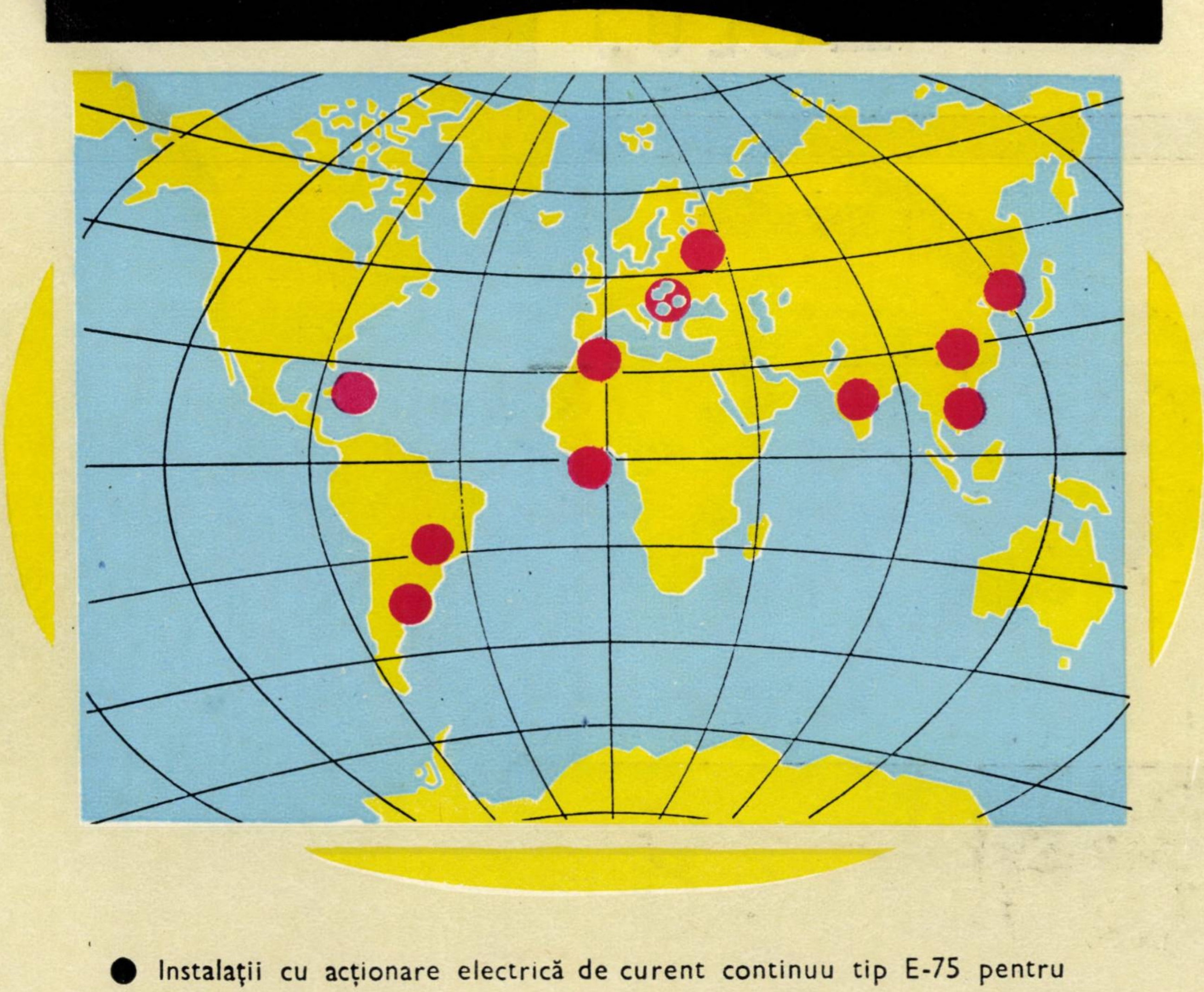
Uzina constructoare de utilaj petrolier
"1 Mai" – Ploiești
execută și livrează intern și la export:

- Instalații de foraj pentru 1200 m adîncime transportabile tip T-50 B
- Instalații de foraj de medie adîncime
  tip 2DH-75 pentru 2200 m adîncime
  tip 4LD-150 pentru 3200 m adîncime
  tip F200-2DH pentru 3500 m adîncime
- Instalații de foraj de mare adîncime
  tip 3DH-200 pentru 5000 m adîncime
  tip 3DH-250 pentru 5000 m adîncime
  tip 4DH-315 pentru 7000 m adîncime

UPETROM
PLOIESTI

Uzina de construcții utilaj petrolier "1 Mai"
Ploiești, str. Democrației nr. 121
Telefon: 10300
Telex: 019.219

UZINA 1 MAI PLOIEŞTI



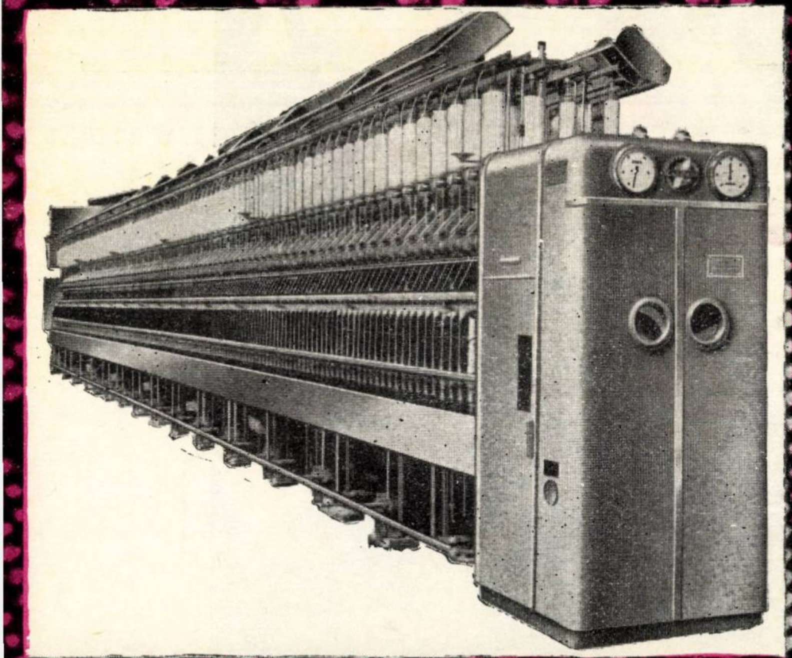
- Instalaţii cu acţionare electrică de curent continuu tip E-75 pentru 2200 m adîncime
- Pompe cu transmisie pentru noroi duplex sau triplex de 465, 630, 800 şi 1250 CP tip: 3PN-465; 2PN-630; 2PN-800; 2PN-1250
- Grupuri motopompă acţionate cu motoare diesel echipate cu pompe de 340, 465 şi 1250 CP
- Agregate de cimentare şi fisurare hidraulică de 400, 500 şi 700 kgf/cm^2 tip AC-400; AC-500; ACF-700
- Instalaţii complete de prevenire a erupţiilor acţionate hidraulic tip; HD-8 x 210; HD-8 x 350; HD-10 x 210; HD-10 x 350; HD-12 x 210; HDF-7 $\frac{1}{16}$ x 350; HDF-9 x 700; HDF-14 in. x 350kgf/cm^2.
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Carotiere mecanice pentru foraj

UZINA

UNIREA

— CLUJ

Piața 1 Mai nr. 1-2



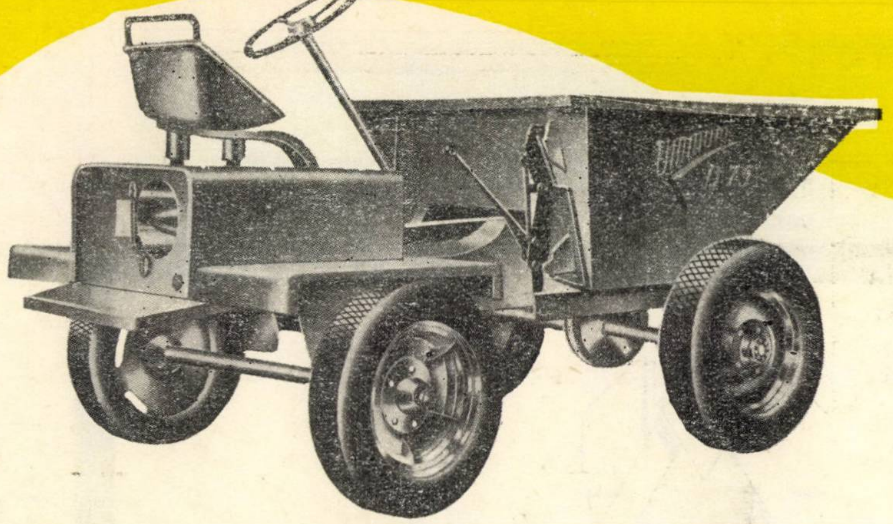
livrează în mod curent:

- Războaie automate de țesut bumbac, tip 24A—27A; $24A_2$—$27A_2$; $24A_{12}$—$27A_{12}$
- Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- Carde de bumbac
- Maşini de răsucit fire, tip 3R
- Maşini de filat bumbac, tip 4F1
- Maşini de filat lînă pieptănată, tip 2FLP
- Maşini de filat bumbac, FBC şi FBP
- Maşini de pieptănat lînă, tip 2PL şi altele

exportă:

- Războaie automate de țesut bumbac

ummum
baia-mare

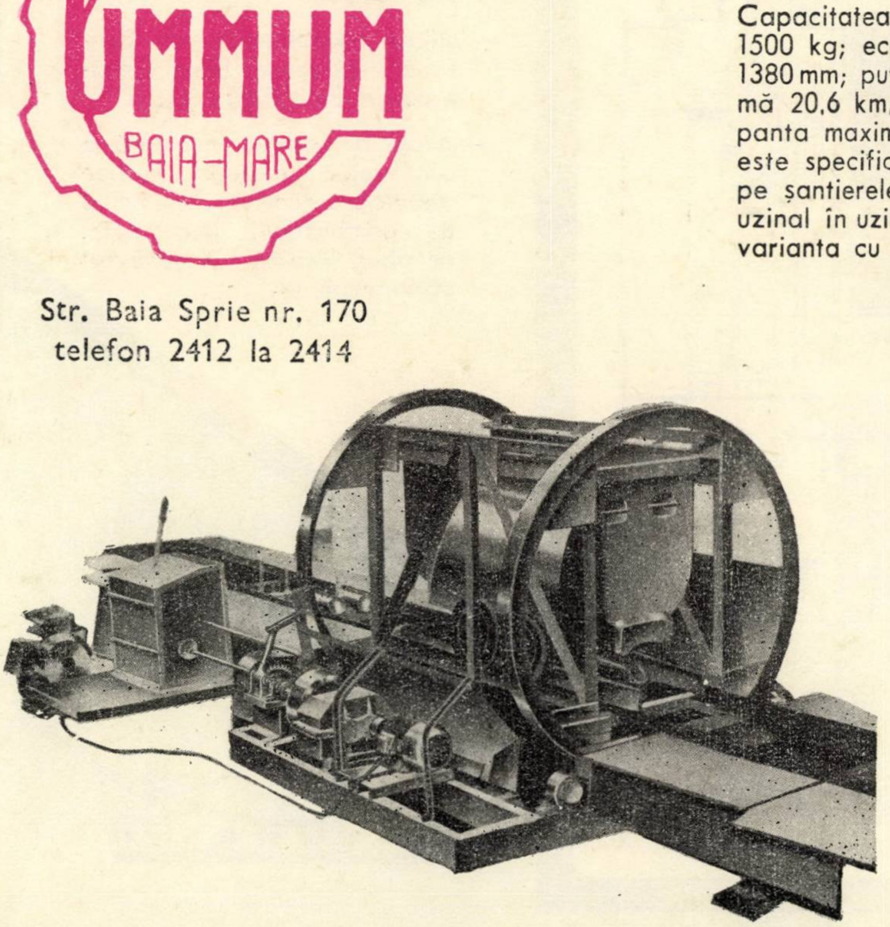


UMMUM
BAIA-MARE

Str. Baia Sprie nr. 170
telefon 2412 la 2414

DUMPER PITIC (PRODUS NOU ASIMILAT)

Capacitatea cupei 0.75 m^3, sarcină utilă 1500 kg; ecartament 1445 mm, ampatament 1380 mm; putere motor 15 CP; viteza maximă 20,6 km/oră (mers înapoi 3,52 km/oră); panta maximă la viteza I 37 %. Dumperul este specific pentru transportul materialelor pe șantierele de construcții și transportul uzinal în uzinele constructoare de mașini, în varianta cu platformă.



CULBUTOR ROTATIV ELECTRIC SEMIAUTOMAT

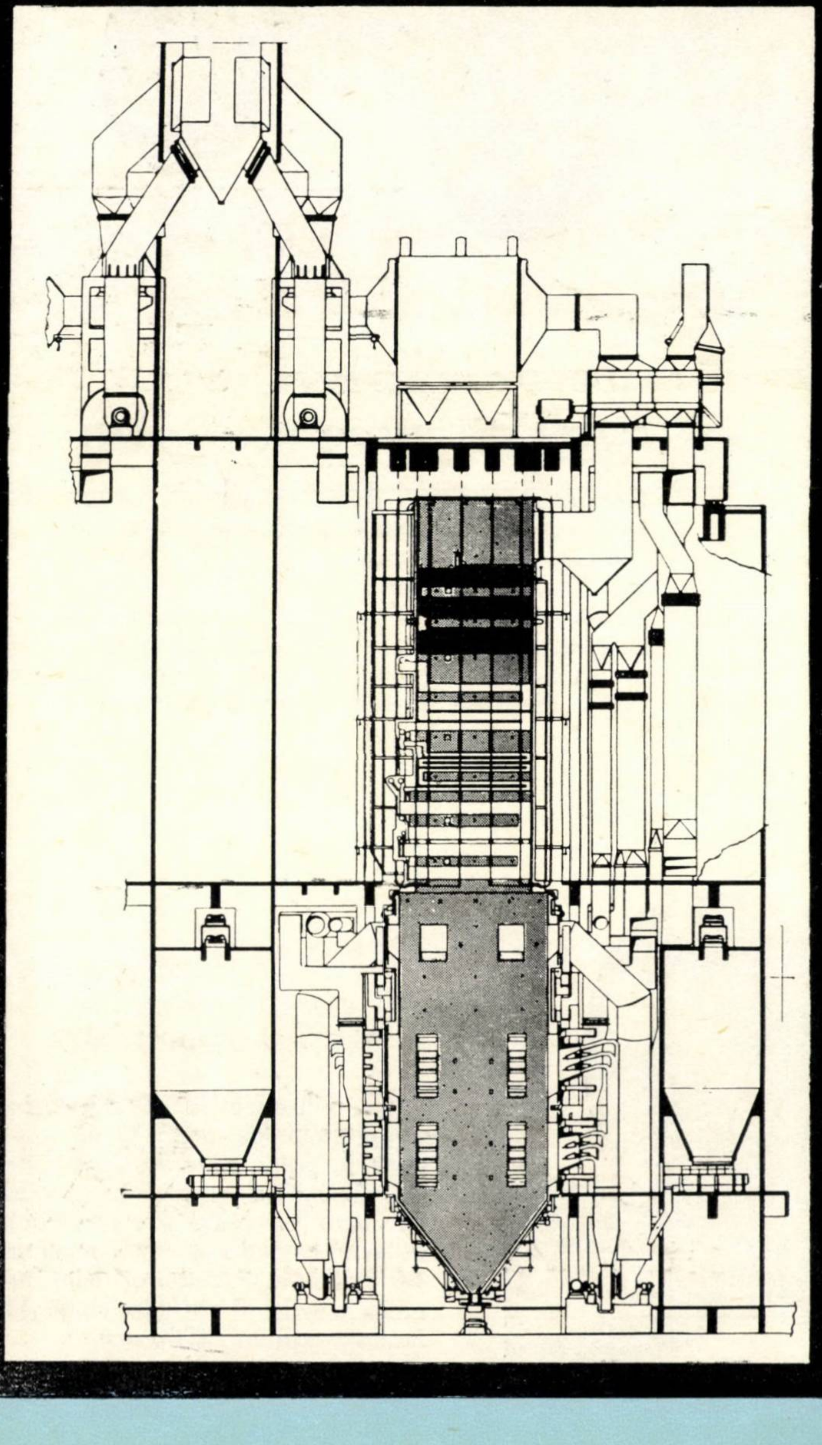
Se utilizează la descărcarea vagonetelor de mină și se execută în patru variante în funcție de: dimensiunile vagonetului, locul de lucru (suprafață sau subteran). Putere instalată 4 kW; numărul de culbutări: 2 culbutări/min; turația coliviei: 3 rot/min; lungimea inclusiv opritorii: 4000 mm.

CENTRUL DE CERCETARI
ŞI PROIECTARI
CAZANE

efectuează:

— studii şi cercetări în domeniul cazanelor, instalaţiilor anexe şi utilajelor termotehnice de centrală

Bucureşti
Str Serg. Mj. Borş Gr. nr. 2
tel. 31.01.41.



elaborează, în mod complex, documentaţii tehnice în toate fazele de proiectare, pentru:

— cazane de abur de joasă şi înaltă presiune

— cazane de apă caldă şi fierbinte

— cazane recuperatoare

— cazane cu destinaţie specială

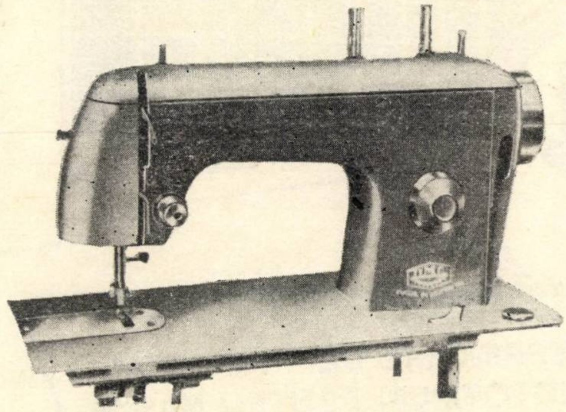
— instalaţii anexe pentru cazane (arzătoare, ventilatoare, utilaje pentru gospodării de combustibil etc.)

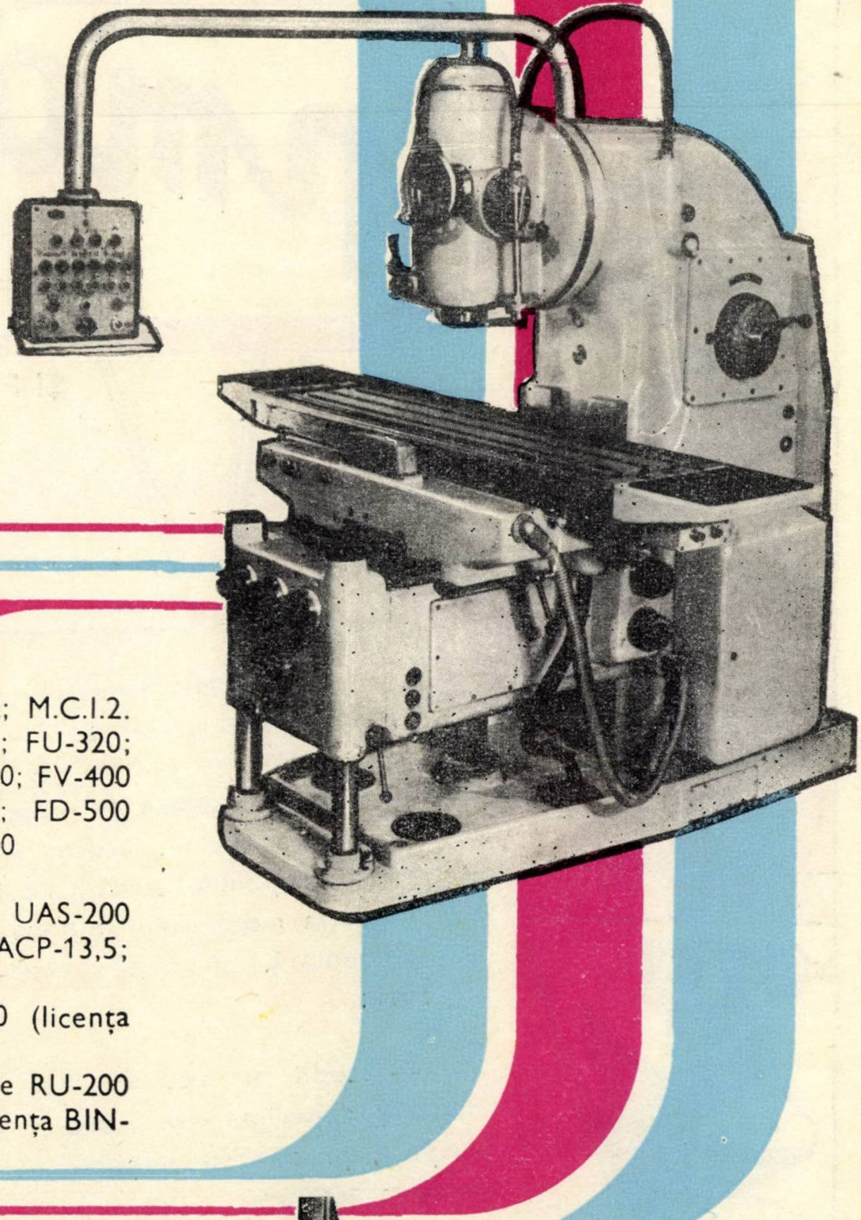
— utilaje termotehnice de centrală (degazoare, filtre, schimbătoare de căldură etc.)

— utilaje din partea nucleară a centralelor nuclear electrice (reactoare nucleare, elemente de combustibil, generatorul de abur, maşina de manevrat combustibil etc.)

CPC
BUCUREŞTI

UZINA MECANICĂ CUGIR

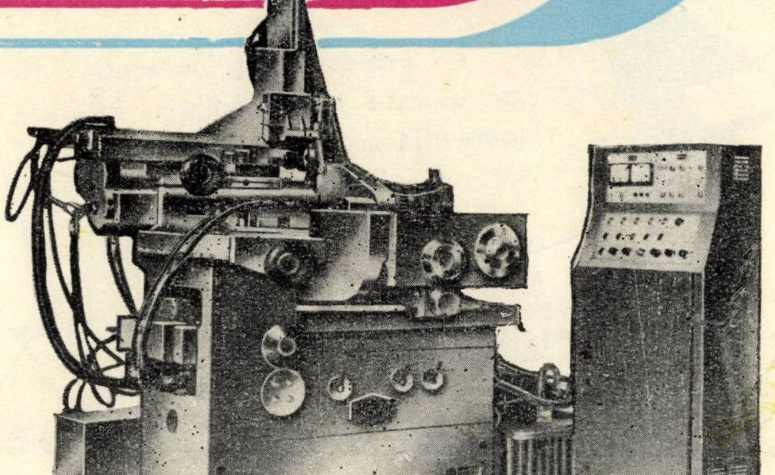




produce:

- Maşini de cusut: Ileana 67; Rodica; M.C.I.2.
- Maşini de frezat cu consolă: FU-1; FU-320; FU-400; FO-320; FO-400; FV-1; FV-320; FV-400
- Maşini de frezat dantură FD-320A; FD-500
- Maşini de mortezat dantură MD-500
- Maşini de rectificat plan RP-250
- Maşini universale de ascuţit scule UAS-200
- Maşini de ascuţit cuţite plane ACP-13,5; ACP-28
- Maşini de rectificat interior RI-80 (licenţa NOVARESE-Italia)
- Maşini de rectificat rotund universale RU-200
- Cuplaje şi frîne electromagnetice (licenţa BINDER-MAGNETE R.F.G.)
- Ridicătoare hidraulice M-50

UMC Cugir



ipma

ÎNTREPRINDERE DE PROIECTĂRI ȘI PROTOTIPURI PENTRU MAȘINI AGRICOLE

BUCUREȘTI
ȘOS. BUCUREȘTI — PLOIEȘTI km. 15
TEL. 33.44.30 — 33.44.39

ENTREPRISE DE PROJETS ET PROTOTYPES POUR MACHINES AGRICOLES

IPMA primește comenzi pentru lucrări de:

— cercetare și proiectare pentru mașini, utilaje și instalații pentru agricultură, industria morăritului, industria alimentară, depozite și silozuri;

— studii și execuții de modele experimentale și prototipuri, precum și experimentarea acestora;

— proiectare și execuții de unicate și mecanizări în domeniile arătate.

UNDERTAKING FOR DESIGNING AND PROTOTYPES OF AGRICULTURE MACHINES

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, NOIEMBRIE, Nr. 11, 1968

CUPRINS

Cașler, Gh., Zetu, D. și Cozmîncă, M.: **Contribuții la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oțeluri obișnuite (OL STAS 500—63).** 639 c

Vasilescu, C. A. și Barbescu, B.: **Influența presiunii de supraalimentare asupra parametrilor constructivi ai antecamerei.** 645 c

Oprea, N. și Hovnanian, V.: **Contribuții la analiza domeniului funcțional al compresorului cu piston în două trepte.** 653

Manolache, M., Răileanu, D., Teodorescu, M. și Mitoșeriu, Olga: **Studiul protecției aluminiului cu vopsele moderne în medii agresive.** 662 c

Coșereanu, I. și Deutsch, I.: **Echilibrarea dinamică pe porțiuni a arborilor pe mai multe lagăre.** 669

Plăhteanu, B.: **Cu privire la optimizarea caracteristicilor jetului de lichid pulverizat în procesele de răcire-ungere la așchierea metalelor.** 671

Doboșan, V., Cașcaval, N. și Rîmbețiu, Gh.: **Recondiționarea construcției sudate a unei roți motoare de funicular.** 677

Makovi, Gh.: **Posibilitatea modernizării mașinilor de sudat prin puncte.** 682

Neguț, L.: **Cu privire la cinematica ridicătoarelor hidraulice cu trei puncte de suspendare, pentru tractoare agricole pe șenile.** 685

BREVETE 692

DOCUMENTARE 692

REVISTA REVISTELOR 698

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. Soare.

Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă, prof. ing. I. Grosu, conf. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.

S U M A R

CZ 621. 914.3 :669.14

Cașler, Gh., Zetu, D. și *Cozmîncă, M.*: **Contribuții la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oțeluri obișnuite** (OL STAS 500-63).

Se studiază dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale pentru grupa de oțeluri OL STAS 500-63 în scopul determinării unor relații de calcul adecvate.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 11, p. 639–645

CZ 621.43–224.3

Vasilescu, C. A. și *Barbescu, B.*: **Influența presiunii de supraalimentare asupra parametrilor constructivi ai antecamerei.**

Se efectuează un studiu teoretic și experimental în legătură cu influența gradului de supraalimentare asupra dimensiunilor caracteristice ale antecamerei la un monocilindru experimental.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 11, p. 645–652

CZ 621.512

Oprea, N. și *Hovnanian, V.*: **Contribuții la analiza domeniului funcțional al compresorului cu piston în două trepte.**

Se analizează posibilitățile de modificare constructivă a unui compresor cu piston în două trepte în scopul extinderii domeniului funcțional.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 11, p. 653–661

CZ 667.637.27 : 667.7 :669.715

Manolache, M., Răileanu, D., Teodorescu, M. și *Mitoșeriu, Olga*: **Studiul protecției aluminiului cu vopsele moderne în medii agresive.**

Se prezintă rezultatele încercărilor asupra protejării anticorosive a două aliaje de aluminiu în atmosferă marină și în atmosferă industrială cu 12 tipuri de vopsele pe bază de rășini sintetice.

Construcția de Mașini 20 (1968) nr. 11, p. 662–668

CZ 621.824–755

Coșereanu, I. și *Deutsch, I.*: **Echilibrarea dinamică pe porțiuni a arborilor pe mai multe lagăre.**

Se propune echilibrarea dinamică pe porțiuni a arborilor pe mai multe lagăre pentru a se evita solicitările suplimentare ce apar la echilibrarea arborilor ca un ansamblu întreg.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 11, p. 669–671

CZ 621.91.079

Plăhteanu, B.: **Cu privire la optimizarea caracteristicilor jetului de lichid pulverizat în procesele de răcire-ungere la așchierea metalelor.**

Se analizează influența debitului de lichid, a presiunii aerului și a caracteristicilor jetului asupra eficienței procesului de răcire-ungere la așchierea metalelor.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 11, p. 671–676

CZ 621.851.5.004.64 :625.43–254.004.64

Doboșan, V., Cașcaval, N. și *Rîmbețiu, Gh.*: **Recondiționarea construcției sudate a unei roți motoare de funicular.**

Se evidențiază tehnologia aplicată și modificările constructive realizate la recondiționarea prin sudare la fața locului a unei roți motoare de funicular.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 11, p. 677–682

CZ 621.791.763.1.03 :621–52

Makovi, Gh.: **Posibilitatea modernizării mașinilor de sudat prin puncte.**

Se prezintă procedeul utilizat pentru modernizarea unei mașini vechi de sudat prin puncte, prin înlocuirea comenzilor manuale prin comenzi automatizate.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 11, p. 682–685

CZ 631.372 :629.114.2

Neguț, L.: **Cu privire la cinematica ridicătoarelor hidraulice cu trei puncte de suspendare, pentru tractoare agricole pe șenile.**

Se analizează aspectele referitoare la cinematica mecanismului de ridicare al tractoarelor pe șenile, determinîndu-se poziția optimă a centrului instantaneu de rotație al barei de tracțiune, pentru realizarea unor eforturi transmise plugului și tractorului, minime.

Construcția de Mașini 20 (1968) nr. 11 p. 685–691

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon: redactor șef 149027, secretar general de redacție 139087 Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi—difuzare. Telefon: 162170/173. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Națională a Republicii Socialiste România — Filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul: Intreprinderea Poligrafică „Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5833.

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.914.3 : 669.14
Кашлер, Г., Зету, Д. и *Козмынкэ, М.:* **Динамика фрезерования цилиндрическими фрезами с винтовыми зубьями для группы обычной стали (ОЛ СТАС 500–63)**

Изучается дунамика фрезерования цилиндрическими фрезами с винтовыми зубьями для группы стали ОЛ СТАС 500-63 с целью определения соответствующих соотношений расчета.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11 стр. 639–645

ДК 621.43–224.3
Василеску, К. А. и *Барбеску, Б.:* **Влияние давления сверхпитания на конструктивные параметры аванкамеры.**

Проводится теоретическое и экспериментальное исследование влияния степени сверхпитания на характерные размеры аванкамеры на испытательном моноцилиндре.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, стр. 645–652

ДК 621.512
Опря, Н. и *Ховнаниан, В.:* **К вопросу об анализе функциональной области двухступенчатого поршневого компрессора.**

Анализируется возможность конструктивного изменения двухступенчатого поршневого насоса с целью расширения функциональной области.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, стр. 653–661

ДК 667.637.27 : 667.7 :669.715
Манолаке, М., Рэиляну, Д., Теодореску, М. и *Митошериу, О.:* **Исследование защиты алюминия новыми красками в разлучных агрессивных средах.**

Приводятся результаты исследований, проведенных по антикоррозийной защите двух сплавов алюминия в морской и в промышленной атмосферах, применяя 12 типов красок на базе синтетических смол.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, стр. 662–668

ДК 621 824–755
Кошеряну, И. и *Дейтч, И.:* **Динамическое уравновешивание на участках вала на нескольких подшипниках.**

Предлагается динамическое уравновешивание на участках вала на нескольких подшипниках, во избежание дополнительных усилий, возникающих при уравновешивании валов в целом.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, стр. 669–671

ДК 621.91.079
Плэхтяну, Б.: **К вопросу оптимизации характеристик пульверизированной струи жидкости в процессах охлаждения—смазки при резании металлов.**

Анализируется влияние дебита жидкости, давления воздуха и характеристик струи на эффективнотсь процесса охлаждения — смазки при резании металлов.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, стр. 671–676

ДК 621.851.5.004.64 :625.43–254.004.64
Добошан, В., Кашкавал, Н. и *Рымбециу, Г.:* **Восстановление сварной конструкции движущего колеса фуникулёра.**

Описывается технология и конструктивные изменения, осуществленные при восстановлении путем сварки на месте эксплуатации ведущего колеса фуникулёра.
Construcţia de Maşini 20 (1968) nr. 11, стр. 677–682

ДК 621.791,763.1.03 : 621–52
Маковй, Г.: **Возможность модернизации сварочно-точечных машин.**

Описывается способ, применяемый для модернизации старой сварочно-точечной машины, путем замены ручных управлений автоматическими управлениями.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, стр. 682–685

ДК 637.372 : 629.114.2
Негуц, Л.: **О кинематике гидравлических подъемников с тремя подвесными точками, для сельскохозяйственных гусеничных тракторов.**

Рассматриваются аспекты кинематики подьемного механизма гусеничных тракторов, определяя оптимальное положение мгновенного центра вращения тягового стержня, для осуществления минимальных усилий, передаваемых трактору и плугу.
Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, стр. 685–691

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.914.3 :669.14
Caşler, Gh., Zetu, D. und *Cozmincă, M.*: **Beiträge zur Fräsdynamik mit helikoidalen Walzenfräsen bei gewöhnlichen Stahlmarkengruppen (OL STAS 500–63).**

Es wird die Fräsdynamik bei der Verwendung von helikoidalen Walzfräsen für die Bearbeitung der Stahlmarkengruppe (OL STAS 500-63) im Hinblick auf die Bestimmung entsprechender Berechnungsrelationen dargelegt.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11, S. 639–645

DK 621.43–224.3
Vasilescu, C. A. und *Barbescu, B.* : **Einfluss des Aufladungsdrucks auf die Bauparameter der Vorkammer.**

Der Aufsatz enthält eine theoretische und experimentale Studie im Zusammenhang mit dem Einfluss des Aufladungsgrades auf die charakteristischen Abmessungen der Vorkammer bei einem getesteten Einzylindersystem.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11, S. 645–652

DK 621. 512
Oprea, N. und *Hovnanian, V.*: **Beiträge zur Analyse des Funktionsbereichs des zweistufigen Kolbenverdichters.**

Es werden die Möglichkeiten konstruktiver Abänderungen bei einem zweistufigen Kolbenverdichter im Hinblick auf die Erweiterung des Funktionsbereichs analysiert.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11, S. 653–661

DK 667.637.27 :667.7 :.669.7.15
Manolache, M., Răileanu, D., Teodorescu, M. und *Mitoşeriu, Olga*: **Untersuchung des Aluminiumschutzes durch moderne Farben in atmosphärischen Medien.**

Es werden die Versuchsergebnisse im Zusammenhang mit dem Korrosionsschutz zwei Aluminiumlegierungen unter den atmosphärischen Bedingungen an der See und in Industriezonen dargelegt. Hierzu wurden 12 Arten von Farben auf Kunstharzbasis getestet.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11, S. 662–668

DK 621.824–755
Coşereanu, I. und *Deutsch, I.*: **Abschnittsweise dynamische Auswuchtung der mehrfach gelagerten Wellen.**

Die Verfasser schlagen vor, die auf mehreren Lagern laufenden Wellen abschnittsweise dynamisch auszuwuchten, um die Zusatzbelastungen zu vermeiden, die bei einer Auswuchtung entlang des gesamten Ensembles auftreten.
Construcţia de Maşini 20(1968), H. 11, S. 669–671

DK 621.91,079
Plăhteanu, B.: **Über die Optimalgestaltung der Kennzeichen des zerstäubten Flüssigkeitsstrahls für das Kühlen und Schmieren beim Metallspanen.**

Es wird der Einfluss der Flüssigkeitsmenge, des Luftdrucks und der Kennzeichen des Strahls auf die Wirksamkeit der Kühlung und Schmierung beim Metallspanen analysiert.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11, S. 671–676

DK 621.851.5.004.64 : 625.43 – 254.004.64
Doboşan, V., Caşcaval, N. und *Rîmbeţiu, Gh.*: **Wiederherstellung der geschweissten Konstruktion eines Seilbahn-Antriebsrads.**

Die Verfasser beschreiben die angewandte Technologie und die baulichen Veränderungen, die bei der Wiederherstellung eines Seilbahn-Antriebsrads durch Schweissen an Ort und Stelle vorgenommen wurden.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11, S. 677–682

DK 621.791.763.1.03 :621.52
Makovi, Gh.: **Möglichkeiten der Modernisierung der Punktschweissmaschine.**

Es wird das Verfahren zur Modernisierung einer alten Punktschweissmaschine dargelegt, bei der die Steuerung von Hand durch eine automatische Steuerung ersetzt wurde.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11, S. 682–685

DK 631.372 : 629.114.2
Neguţ, L.: **Über die Kinematik der hydraulischen Hebevorrichtungen mit drei Aufhängungspunkten für Landwirtschafts-Raupenschlepper.**

Es werden die Aspekte in bezug auf die Kinematik der Hebevorrichtung des Raupenschlepper und die Optimalstellung des Drehpunkts der Zugstange analysiert, damit die Belastung des Pflugs und Traktors auf ein Mindesmass gesenkt werden können.
Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 11 S. 685–691

SOMMAIRE

CD. 621.914.3 : 669.14

Caşler, Gh., Zetu, D. et *Cozmincă, M.* : **Contributions à la dynamique du fraisage exécuté avec des fraises cylindriques-hélicoïdales, pour les aciers usuels OL STAS 500—63.**

On étudie la dynamique du fraisage cylindrique-hélicoïdal appliqué aux aciers OL STAS 500-63, dans le but de préciser les relations mathématiques adéquates.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 11, p. 639—645

CD 621.43 — 224.3

Vasilescu, C. A. et *Barbescu, B.* : **L'influence de la pression de suralimentation sur les paramètres constructifs de l'antichambre.**

Il s'agit d'une étude théorique et expérimentale portant sur l'influence du degré de suralimentation sur les dimensions caractéristiques de l'antichambre, dans le cas d'unmonocylindre.

Construcţia de Maşini 20(1968), no. 11, p. 645—652

CD 621.512

Oprea, N. et *Hovnanian, V.* : **Contributions à l'analyse du domaine fonctionnel du compresseur à piston à deux étages.**

On examine les possibilités de modifier la construction d'un compresseur à piston à deux étages, afin d'en élargir le domaine fonctionnel.

Construcţia de Maşini 20 (1968) no. 11, p. 653—661

CD 667.637.27 : 667.7 : 669.715

Manolache, M., Răileanu, D., Teodorescu, M. et *Mitoşeriu, Olga* : **Etude sur la protection de l'aluminium à l'aide des peintures modernes, dans les milieux agressifs.**

Les auteurs présentent les résultats des essais concernant la protection contre la corrosion de deux alliages d'aluminium dans l'atmosphère marine et dans l'atmosphère industrielle, à l'aide de 12 types de peintures à base de résines synthétiques.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 11, p. 662—668

CD 621.824—755

Coşereanu, I. et *Deutsch, I.*: **L'équilibrage dynamique, par portions, des arbres sur plusieurs paliers.**

On propose l'équilibrage dynamique, par portions, des arbres sur plusieurs paliers, pour éviter les sollicitations supplémentaires qui surviennent lors de l'équilibrage des arbres considérés comme un ensemble.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 11, p. 669—671

CD 621.91.079

Plăhteanu, B. : **Sur l'amélioration des caractéristiques du jet de liquide pulvérisé dans le processus de refroidissement — lubrification durant l'enlèvement des copeaux.**

On analyse l'influence qu'ont le débit de liquide, la pression de l'air et les caractéristiques du jet sur l'efficacité du processus de refroidissement-lubrification durant l'enlèvement des copeaux.

Construcţia de Maşini 20 (1968) no. 11, p. 671—676

CD 621.851.5.004.64 :625.43—254.004.64

Doboşan, V., Caşcaval, N. et *Rimbeţiu, Gh.* : **La réfection de la construction soudée d'une roue motrice de funiculaire.**

Les auteurs décrivent la technologie et les modifications constructives appliquées lors de la réfection par soudage sur place, d'une roue motrice de funiculaire.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 11, p. 677—682

CD. 621.791.763.1.03 : 621—52

Makovi, Gh. : **Une possibilité de modernisation des machines de soudage par points.**

On explique le procédé dont on a fait usage pour moderniser une vieille machine de soudage par points, en remplaçant les commandes manuelles par des commandes automatiques.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 11, p. 682—685

CD. 631. 372 : 629. 114. 2

Neguţ, L.: **Sur la cinématique des dispositifs hydrauliques de levage à trois points de suspension, pour les tracteurs agricoles à chenilles.**

On expose la cinématique du dispositif de levage des tracteurs à chenilles, en déterminant la meilleure position du centre instantané de rotation de la barre de traction, afin que les efforts transmis à la charrue et au tracteur soient minimes.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 11 p. 685—691

CONTENTS

DC. 621.914.3 : 669. 14

Caşler, Gh., Zetu, D. and *Cozmincă, M.* : **Contributions to the dynamics of milling with helicoid cylindrical milling cutters for the normal (OL STAS 500—63) group of steels.**

The dynamics of milling with helicoid cylindrical milling cutters for the OL STAS 500-63 group of steels is being studied in view of establishing some adequate computation relations.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, p. 639—645

DC 621.43—224.3

Vasilescu, C. A. and *Barbescu, B.* : **Influence of supercharging pressure on antechamber constructive parameters.**

A thematical and experimental study concerning the influence of the degree of supercharging on the characteristic sizes of the antechamber on an experimental single cylinder is performed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, p. 645—652

DC 621.512

Oprea, N. and *Hovnanian, V.* : **Contributions to the analysis of the functional field of the compressor with two steps piston.**

The possibilities of constructively modifying a compressor with a two steps piston in view of extending the functional field are studied.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, p. 653—661

DC 667.637.27 ; 667.7 : 669.715

Manolache, M., Răileanu, D., Teodorescu, M. and *Mitoşeriu, Olga* : **The study of aluminium coating with modern paints in agressive medies.**

The results of tests concerning the anticorrosive coating of two aluminium alloys in marine and industrial atmospheres, made with 12 types of paints based on synthetic resins are described.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, p. 662—668

DC. 621.824—755

Coşereanu, I. and *Deutsch, I.* : **Dynamic balancing on portions of shafts on several bearings.**

The dynamic balancing on portions of shafts on several bearings in oder to avoid additional strains appearing at shafts' balancing as a whole unit is suggested.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, p. 669—671

DC 621.91.079

Plăhteanu, B. : **On the optimalisation of the characteristic of the liquid's jet being spread during the cooling-gressing processes at metal's cutting.**

The influence of the liquid's flow, of the air pressure and of teh jet's characteristics on the efficiency of the cooling-gressing process at metal's cutting is analysed.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11,p. 671—676

DC 621. 851. 5. 004. 64 : 625.43—254.004.64

Doboşan, V., Caşcaval, N. and *Rimbeţiu, Gh.* : **Reconditioning of the welded construction of a cableway driving wheel.**

The applied technology and the constructive modifications carried out by welding on the spot a cableway driving wheel are poitned out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, p. 677—682

DC 621.791.763.1.03 :621—52

Makovi, Gh. : **Possibility of modernising spot welding machines.**

The procedure used to modernise an old spot welding by replacing hand controls with automatised controls is shown.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 11, p. 682—685

DC 631.372 :629.114.2

Neguţ, L. : **Concerning the kinematics of hydraulic hoists with three suspension points for agricultural caterpillars tractor.**

Aspects regarding the kinematics of lifting mechanism of caterpillars tractor are analysed, the optimum position of the instantaneous rotation center of the traction bar being also settled, in view of obtaining minime efforts transmitted to plough and tractor.

Construcţia de Maşini 20 (1968) nr. 11, p. 685—691

CZ 621.914.3 : 669.14

Contribuții la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oțeluri obișnuite (OL STAS 500—63)

Gheorghe CAȘLER, Dumitru ZETU și Mircea COZMÎNCĂ

Preocupări în vederea stabilirii unor relații de calcul pentru forța de așchiere la frezare au existat începînd cu anul 1905, aceste relații de calcul fiind de următoarea formă :

$$P_H = K_s\, q, \tag{1}$$

unde :

K_s reprezintă forța specifică :

$$q = b \cdot h.$$

Asemenea relații, cu diferite valori pentru K_s (H. Fischer — $K_s = \text{const.}$, Taylor — $K_s = C \cdot t^{-a} \cdot s^{-b}$; Salomon — $K_s = C_1 \cdot q^{-0,25}$; Kronenberg — $K_s = C_k \cdot q^{-1/\varepsilon_{Ks}}$ etc. [1]), sînt însă departe de realitate.

O a doua grupă de cercetători, M. I. Larin, N. I. Reznikov, A. M. Rozenberg, G. Schlesinger etc., căutînd să amelioreze inexactitățile relației (1) ajung la relații de calcul pentru forța tangențială, de forma :

$$\Sigma P = \frac{2^{k+1}}{k+2}\, C_p \cdot \lambda \cdot \frac{b \cdot z}{\pi}\, s_z^{k+1} \cdot \left(\frac{t}{D}\right)^{\frac{k+2}{2}}, \tag{2}$$

$$P = C \cdot t^y \cdot b^m \cdot z^n \cdot s_z^x \cdot D^{-q} \tag{3}$$

relații care corespund mai mult sau mai puțin cu situațiile reale [2], [3].

În ultimii zece ani, A.M. Rozenberg, A. Richter, F. Koenigsberger, A. J. P. Sabberwal, H. Opitz, C. Stromberger, Bakondi Karoly, G. L. Kufarev, H. Strempel, W. Olszak, E. Smejkal, R. Ippolito etc. [4], prin cercetări teoretice sau experimentale, stabilesc relații de calcul mult mai complete, fără a se ajunge însă la o relație unică ; în acest sens, este suficient de amintit relațiile folosite de : R. Ippolito — $F = K_s \cdot s_z \cdot \sin\varphi \cdot A$, [5] ; E. Smejkal — $P_{mz} = \frac{S \cdot 7{,}3}{\varphi_s} \cdot b \cdot s_z \cdot K_s \cdot \sin\, \varkappa\, (\cos\, \varphi_1 - \cos\, \varphi_2)$, [6] ; respectiv relația stabilită de W. Olszak — $P_z = \frac{2^{m+1}}{m+2} \cdot C_z \cdot D \cdot \mathrm{ctg}\, \lambda \cdot p_z^{m+1} \left(\sin^{m+2} \frac{\varphi_2}{2} - \sin^{m+2} \frac{\varphi_1}{2}\right)$, [7] etc.

Această diversitate de relații trebuie explicată în primul rînd prin faptul că procesul de așchiere prin frezare este foarte complex, fiind funcție de un mare număr de factori (materialul de prelucrat, materialul sculei, regimul de așchiere, parametrii geometrici ai frezei, gradul de uzură, lichidul de răcire-ungere, rigiditatea sistemului mașină-unealtă-sculă etc.), care pe lîngă faptul că nu pot fi reproduși întotdeauna exact, se influențează reciproc.

Datorită acestei situații, relațiile de calcul elaborate au fost permanent supuse unor verificări experimentale pentru precizarea forțelor la frezare, ținînd seamă de condițiile concrete de lucru.

Pe această linie, colectivul Catedrei de mașini-unelte și scule de la Institutul politehnic — Iași a inițiat încă din anul 1956 o serie de cercetări experimentale privind determinarea constantelor și exponenților ce intervin în relațiile dinamicii așchierii, pentru diferite grupe de materiale utilizate în construcția de mașini și fabricate în țară. O parte din aceste cercetări, și anume acelea ce privesc operațiile de strunjire longitudinală și burghiere, sînt deja cuprinse în lucrările de sinteză [8] și [9].

În lucrarea de față se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale pentru materiale indigene, la frezarea cu freze cilindrice, folosind pentru experimentare o mașină de frezat FU-1 Cugir și freze cilindrice elicoidale STAS 578-58.

Cercetările experimentale au pornit de la relația cunoscută a Comisiei pentru așchierea metalelor din U.R.S.S., relație ce însumează rezultatele obținute de o serie de cercetători (A. M. Rozenberg, G. Schlesinger, M.I. Larin, A. I. Cașirin etc.) [2] :

$$P = C_P \cdot t^{x_p} \cdot s_z^{y_p} \cdot B \cdot z \cdot D^{q_p},\ \text{kgf}, \tag{4}$$

unde :

P este forța tangențială medie ;
B — lățimea de frezat, mm ;
s_z — avansul pe dinte, mm/dinte ;
z — numărul de dinți ai frezei ;
D — diametrul frezei, mm ;

$$C_p = \frac{2^{k+1}}{k+2} \frac{C_1}{\pi};$$

$$y_p = k + 1;$$

$$x_p = \frac{k+2}{2};$$

$$q_p = -\frac{k+2}{2}.$$

C_1 este o constantă ce depinde de natura materialului așchiat și de valoarea unghiului de degajare γ, în timp ce k este un coeficient ce depinde de natura materialului așchiat, de uzura sculei și de felul ungerii-răcirii ; el influențează valoarea presiunii specifice după relația :

$$\sigma = C_1 \cdot a_\psi^k, \tag{5}$$

unde a_ψ reprezintă valoarea variabilă a grosimii aşchiei produse de un dinte în timpul frezării.

Din cele de mai sus se vede că constanta C_p depinde de natura materialului aşchiat, atît prin constanta C_1, cît şi prin coeficientul k.

Literatura de specialitate furnizează astăzi o serie de date orientative pentru valorile constantei C_P şi a exponenţilor x_P şi y_P. Astfel, după G. I. Granovski şi alţii [10], $y_P = 0{,}65...0{,}8$; $x_P = 0{,}83...0{,}86$; după M. Larin şi A. M. Rozenberg [2], $x_P = 1{,}1...1{,}14$. După [11], pentru oţel $C_P = 68$; $x_P = 0{,}86$; $y_P = 0{,}74$; $q_P = -0{,}86$. Aici, relaţia (4) se mai corectează cu o serie de coeficienţi (k_γ, k_v, k_h, k_m) devenind:

$$P = C_P \cdot t^{x_P} \cdot s_z^{y_P} \cdot B \cdot z \cdot D^{q_P} \cdot k_\gamma \cdot k_v \cdot k_h \cdot k_m. \quad (6)$$

Aceşti coeficienţi de corecţie se apreciază conform tabelei 1.

Tabela 1

γ	+ 15°	+ 10°	+ 5°	0°	− 5°	− 10°	− 15°	− 20°
k_γ	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1 5	1,6
v	50	75	100	125	150	175	200	250
k_v	1,0	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,85

k_h (coeficientul ce depinde de uzura frezelor la valoarea admisibilă limită) se poate aprecia pentru mărimea uzurii limită. Astfel: $k_h = 1{,}75...1{,}90$ pentru oţeluri moi şi $k_h = 1{,}20...1{,}40$ pentru oţeluri tari şi fonte.

k_m (coeficientul de corecţie funcţie de materialul aşchiat) poate fi apreciat astfel: $k_m = 1$ pentru oţel carbon; $k_m = 1...0{,}98$ pentru oţeluri aliate; $k_m = 0{,}75$ pentru bronz; $k_m = 0{,}25$ pentru aluminiu.

Aprecieri asupra valorilor constantei şi exponenţilor se găsesc şi în unele normative. Normativele Ministerului Construcţiei de Maşini din U.R.S.S. [12] dau pentru forţa tangenţială medie la frezarea oţelurilor următoarea relaţie:

$$P = C_p \cdot t^{0{,}86} \cdot B \cdot z \cdot s_z^{0{,}72} \cdot D^{-0{,}86}, \text{ kgf}, \quad (7)$$

unde $C_P = 68{,}2$ pentru cazul frezării oţelurilor cu freze cilindrice.

Normativele M.M.C.M. — R.P.R. [13] dau valorile forţei tangenţiale medii la frezarea oţelurilor cu freze cilindrice elicoidale cu ajutorul unor nomograme, în funcţie de D, B, s_z, t şi z, fără a introduce specificaţiile referitoare la grupa şi calitatea materialului aşchiat.

Valorile constantei C_P şi ale exponenţilor y_P şi x_P se pot stabili experimental cu ajutorul dinamometrelor sau al meselor dinamometrice multidimensionale. Încercările în această direcţie sînt tot aşa de vechi ca şi cele teoretice. Trebuie amintite în acest sens lucrările lui Boston-Gilbert-Kaiser, Kurrein, Eisele, Okochi-Okoshi, Airey-Oxford, A. M. Rozenberg etc., precum şi lucrările experimentale executate cu ajutorul planimetrării oscilogramelor, aşa cum a procedat A. I. Caşirin [14].

Cu ajutorul unor asemenea experimentări se pot determina forţele P_H, P_V şi P_a (fig. 1) şi cu ajutorul lor, prin calcul, se determină forţa tangenţială medie şi momentul de torsiune.

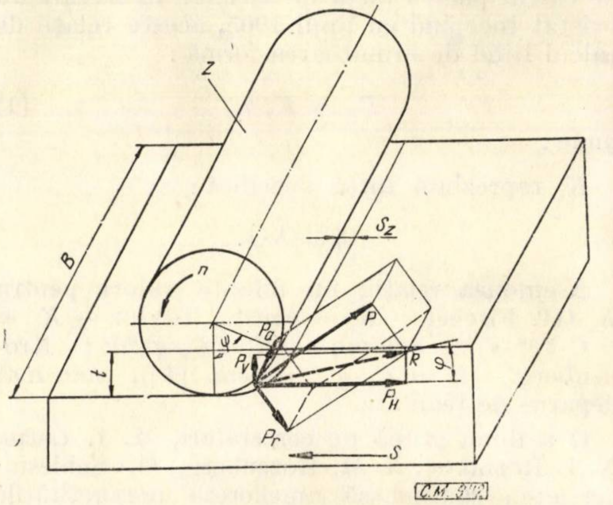


Fig. 1

Literatura modernă furnizează şi unele corespondenţe între aceste forţe: după [11], $P_H = (0{,}8...0{,}9)\ P$, la frezarea în sensul avansului şi $P_H = (1...1{,}1)\ P$, la frezarea în contra avansului; $P_r = (0{,}6...0{,}8)\ P$. După [10], $P_a = (0{,}35...0{,}55)\ P$; după Kurrein, $P_r = (0{,}3...0{,}4)\ P$ [2].

Rezultă că valorile C_P, x_P, y_P ca şi relaţiile dintre forţe pot fi apreciate numai orientativ, aceasta cu atît mai mult cu cît constanta C_1 şi exponentul k, care intră în relaţia lui C_P, depind strict de natura materialului aşchiat.

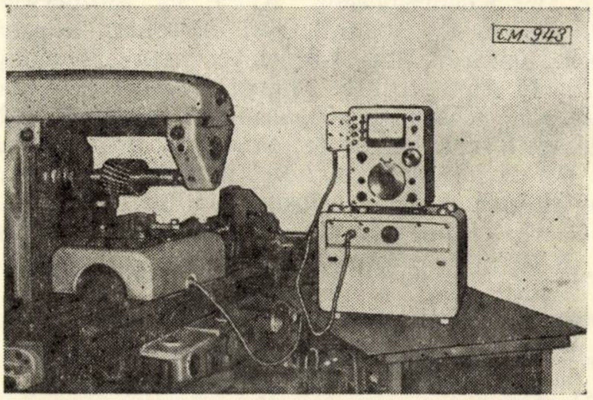


Fig. 2

Acest fapt a determinat pe autori să iniţieze seria de lucrări pentru stabilirea valorilor $C_P \cdot x_P$, şi y_P la oţelurile indigene, folosind o instalaţie cu o masă tensometrică rezistivă tridimensională (fig. 2).

Masa dinamometrică a fost executată în laboratorul de maşini-unelte şi scule după schema lui Loewen şi Marshall [15], [16], respectiv după modelele Champetier- Poletika [17], [18].

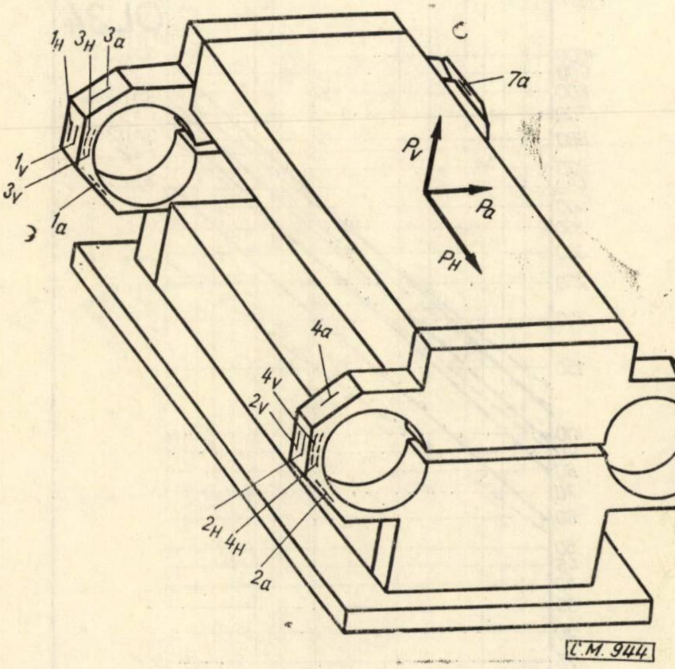


Fig. 3

Masa dinamometrică tridimensională cu patru elemente elastice sub forma unor inele, cu faţete plane la exterior, a permis legarea mărcilor tensometrice (cîte opt pentru fiecare componentă) între ele, astfel încît valoarea unei componente să nu fie influenţată de acţiunea celorlalte două (fig. 3, fig. 4).

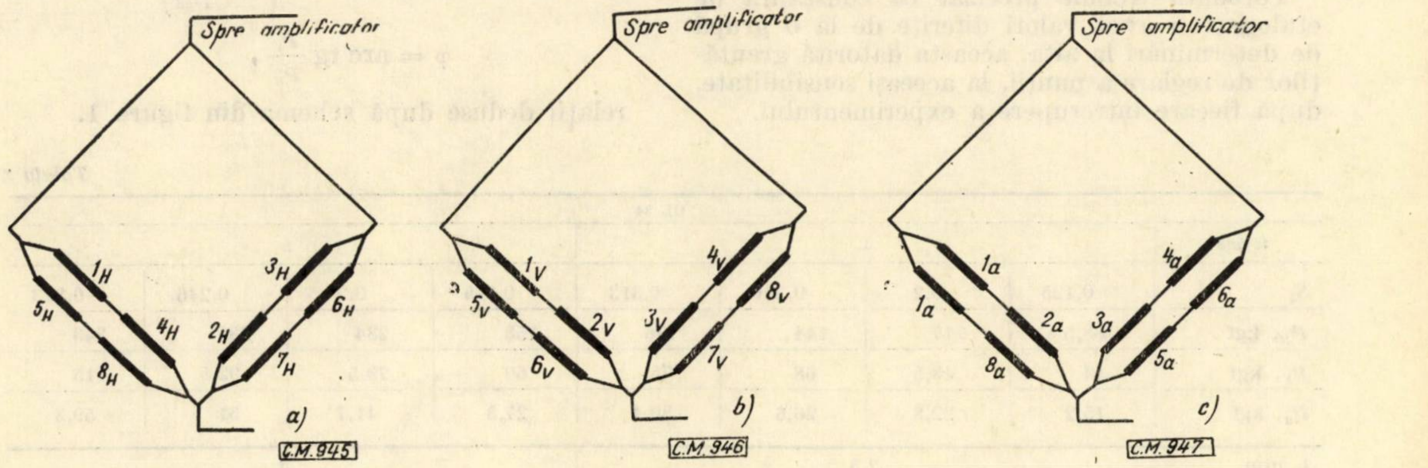


Fig. 4

De asemenea, legarea mărcilor între ele după schema amintită permite eliminarea influenţei deplasării punctului de aplicaţie a forţei pe masa dinamometrică. Ca aparat de măsură s-a folosit o punte tensometrică rezistivă tip Orion, cu cutie de comutare, măsurările făcîndu-se după metoda punţii dezechilibrate sau a deviaţiei.

Pornind de la puntea iniţial echilibrată, s-a executat etalonarea devierii acului indicator al punţii pentru cele trei componente P_H, P_V, P_a (fig. 1, fig. 3), folosind posibilităţile de avans ale maşinii şi un dinamometru mecanic pentru controlul mărimii sarcinii de încărcare. Curbele de etalonare obţinute pentru fiecare componentă sînt comparabile cu cele întîlnite în lucrările [6], [7], [19], [20] etc.

Datorită faptului că în timpul experienţelor se produce încălzirea instalaţiei, ca şi datorită faptului că la treceri de pe o poziţie pe alta a cutiei de comutare se produc erori în etalonarea punţii, a fost necesar ca instalaţia să fie înzestrată cu posibilităţi permanente de etalonare, lucru ce s-a realizat cu ajutorul unui dispozitiv mecanic construit în acest scop (fig. 5). În plus, după prelucrarea fiecărei mărci de oţel, la t variabil sau S_z variabil (ceilalţi parametri fiind constanţi), s-a întrerupt experimentul pentru a evita încălzirea exagerată a instalaţiei.

În cadrul lucrării s-au determinat constanta C_P şi exponenţii x_P şi y_P la toate oţelurile grupei OL STAS 500−63.

Pentru fiecare oţel, s-a lucrat cu o freză cu diametrul $D = 50$ mm, la turaţia $n = 60$ rot/min, pentru patru valori ale avansului pe dinte ($S_z = 0{,}125$, $S_z = 0{,}2$, $S_z = 0{,}246$ şi $S = 0{,}313$), precum şi la patru valori ale adîncimii de aşchiere ($t = 1$ mm, $t = 2$ mm, $t = 2{,}5$ mm şi $t = 3$ mm), cu o lăţime de frezare constantă ($B = 40$ mm), frezarea executîndu-se în contra avansului şi fără răcire-ungere.

În aceste condiţii, la prelucrarea fiecărei mărci de oţel, păstrînd toţi parametrii de aşchiere constanţi şi luînd succesiv pentru S_z, respectiv pentru t, valorile specificate mai sus, s-au obţinut forţele P_H, P_V şi P_a (în diviziuni), ca media valorilor minime şi maxime date de acul indicator al punţii.

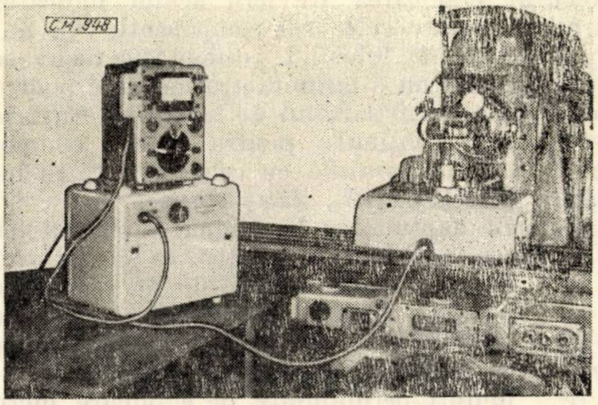


Fig. 5

Ţinînd seamă de constanta de etalonare, s-au obţinut valorile corespunzătoare în kgf, pentru cele trei forţe (tabela 2). Aceleaşi tabele s-au întocmit şi pentru celelalte oţeluri din grupă.

De remarcat că constanta de etalonare a avut valori diferite pentru cele trei forţe, aceasta datorită rigidităţii diferite a mesei dinamometrice pe cele trei direcţii de acţiune a forţelor P_H, P_V, şi P_a. Direcţia forţei P_H coincide cu direcţia avansului longitudinal al mesei maşinii de frezat; direcţia forţei P_V coincide cu normala la planul mesei, iar P_a se află în planul mesei dinamometrice şi este normală la primele două. Rezultă că cele trei forţe acţionează după direcţia celor trei axe ale unui sistem de coordonate rectangular (fig. 1, fig. 3).

Totodată trebuie precizat că constanta de etalonare a avut valori diferite de la o grupă de determinări la alta, aceasta datorită greutăţilor de reglare a punţii, la aceeaşi sensibilitate, după fiecare întrerupere a experimentului.

Utilizînd valorile astfel obţinute pentru P_H, P_V, şi P_a, s-a calculat forţa tangenţială medie cu relaţia:

$$P = R \cos(\varphi/2 - \varphi), \tag{8}$$

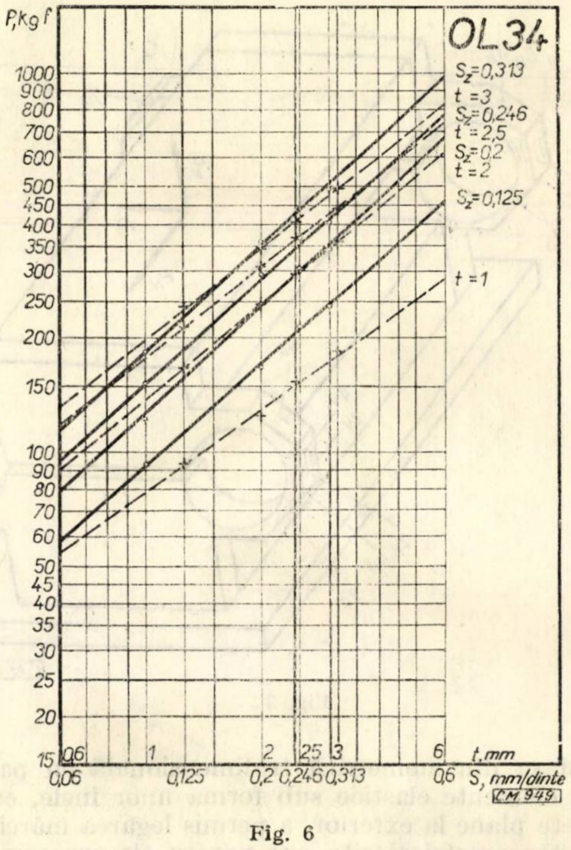


Fig. 6

în care:

$$R = \sqrt{P_H^2 + P_V^2};$$

$$\psi = \text{arc cos}\left(1 - \frac{t}{D/2}\right);$$

$$\varphi = \text{arc tg}\,\frac{P_V}{P_H},$$

relaţii deduse după schema din figura 1.

Tabela 2

OL 34								
t, mm	1				2			
S_z	0,125	0,2	0,246	0,313	0,125	0,2	0,246	0,313
P_H, kgf	88,5	117	144	176	158	234	284	343
P_V, kgf	44	48,5	68	75	60	79,5	92,5	115
P_a, kgf	15,2	22,8	26,6	30,4	27,3	41,7	51	59,3
t, mm	2,5				3			
S_z	0,125	0,2	0,246	0,313	0,125	0,2	0,246	0,313
P_H, kgf	203	293	356	427	234	334	397	478
P_V, kgf	61,7	84	97	110	61,7	79,5	79,5	115
P_a, kgf	32,2	49,4	60,8	72,4	41,7	58,5	72,4	83,5

Cu valorile P calculate şi valorile S_z şi t utilizate pentru fiecare material, s-au trasat în coordonate dublulogaritmice două rînduri de drepte, pentru $t = \text{const.}$ şi $S_z = \text{const.}$ (fig. 6, 7, 8, 9, 10, 11).

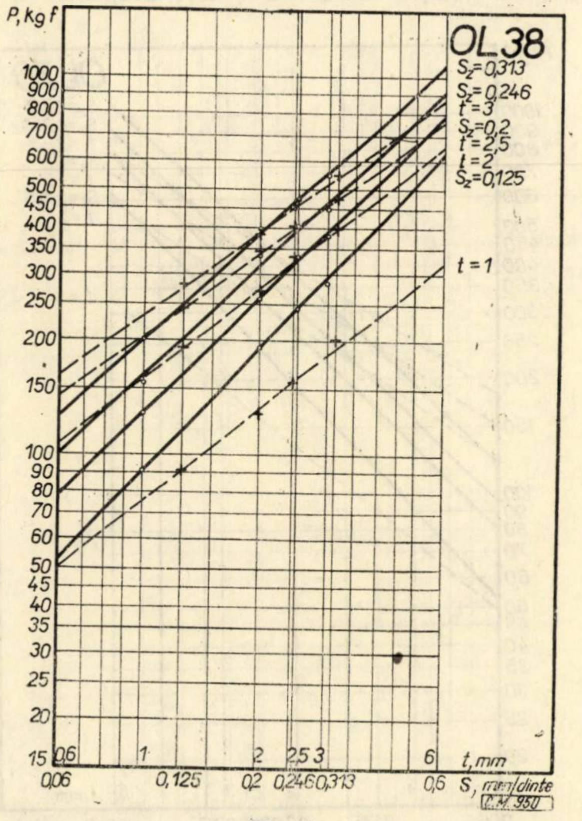


Fig. 7

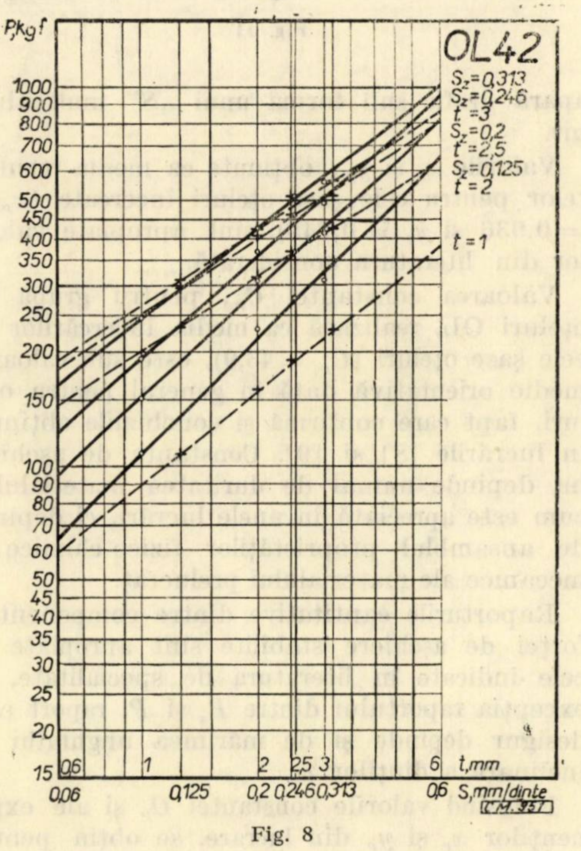


Fig. 8

Folosind diagramele în coordonate dublulogaritmice, exponentul x_P a fost determinat astfel : de pe fiecare dreaptă $S_z = \text{const.}$ se iau valorile forţei P corespunzătoare lui $t_1 = 1$ m şi $t_2 = 10$ mm, obţinîndu-se :

$$P_1 = C_P \cdot t_1^{x_P} \cdot S_z^{y_P} \cdot B \cdot Z \cdot D^{q_P} \; ;$$

$$P_2 = C_P \cdot t_2^{x_P} \cdot S_z^{y_P} \cdot B \cdot Z \cdot D^{q_P} \; ;$$

făcînd raportul valorilor de mai sus şi logaritmînd se obţine :

$$x_P = \log \frac{P_2}{P_1} \, , \tag{9}$$

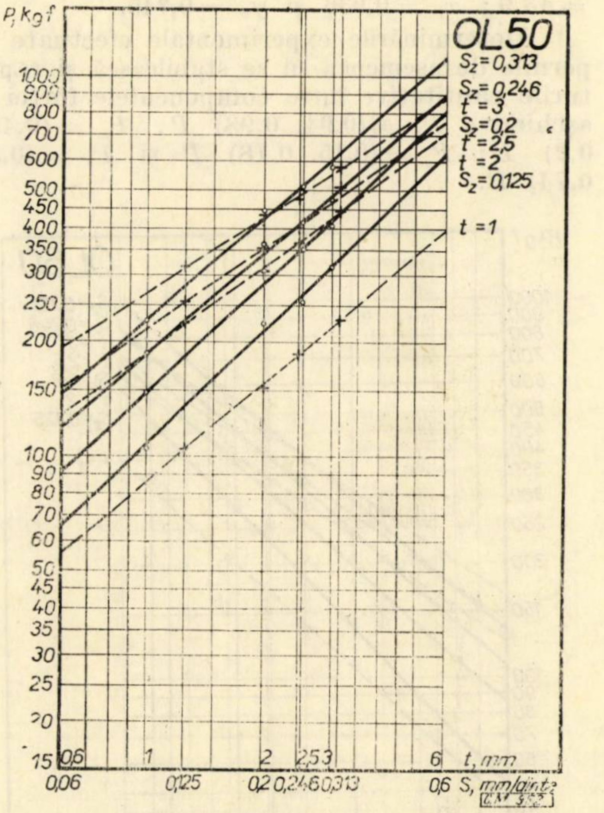


Fig. 9

Procedînd în mod analog cu dreptele $t = \text{const.}$ şi luînd avansurile $S_{z_1} = 0{,}1$ mm/dinte şi $S_{z_2} = 1$ mm/dinte se obţine respectiv :

$$y_P = \log \frac{P_2'}{P_1'} . \tag{10}$$

Cunoscînd valorile x_P şi y_P, se determină constanta C_P folosind relaţia (4). În final s-au calculat, pentru fiecare material, valori medii x_{Pm}, y_{Pm} şi C_{Pm} ca media aritmetică a celor patru valori destul de apropiate pentru x_P, respectiv pentru y_P, şi a celor opt valori pentru constanta C_P. Aceste rezultate sînt prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Materialul prelucrat	HB	C_{Pm}	x_{Pm}	y_{Pm}
OL 34	107	42,0	0,872	0,789
OL 38	108	42,5	0,995	0,763
OL 42	135	45,9	0,905	0,691
OL 50	161	48,5	0,907	0,741
OL 60	196,5	44,8	0,938	0,782
OL 70	206,5	40,0	0,999	0,707

Pentru întreaga grupă OL rezultă, conform tabelei 3, următoarele valori medii: $C_P = 43{,}9$; $x_P = 0{,}936$ și $y_P = 0{,}745$.

Determinările experimentale efectuate au permis de asemenea să se stabilească și raporturile cantitative între componentele forței de așchiere: $P_H = (0{,}94...0{,}98)\ P$; $P_V = (0{,}45...0{,}2)\ P$; $P_a = (0{,}15...0{,}18)\ P$ și $P_r = (0{,}5...0{,}74)\ P$.

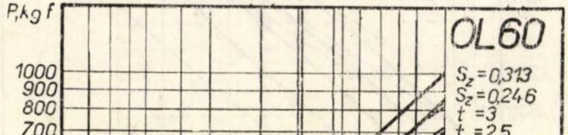


Fig. 10

Concluzii. Analizînd diagramele din figurile 6, 7, 8, 9, 10 și 11, se constată că valorile obținute la S_z = const. și respectiv la t = const. se dispun aproximativ pe o dreaptă, ceea ce duce la concluzia că exponenții x_P și y_P sînt constanți pentru fiecare marcă de oțel. Trebuie remarcat că, în zona valorilor extreme pentru t și S_z, se constată o creștere mai puțin pronunțată a forței P, cu t sau S_z, ceea ce face ca relația dintre P și S_z, respectiv t, să apară grafic sub forma unui „S" mult alungit.

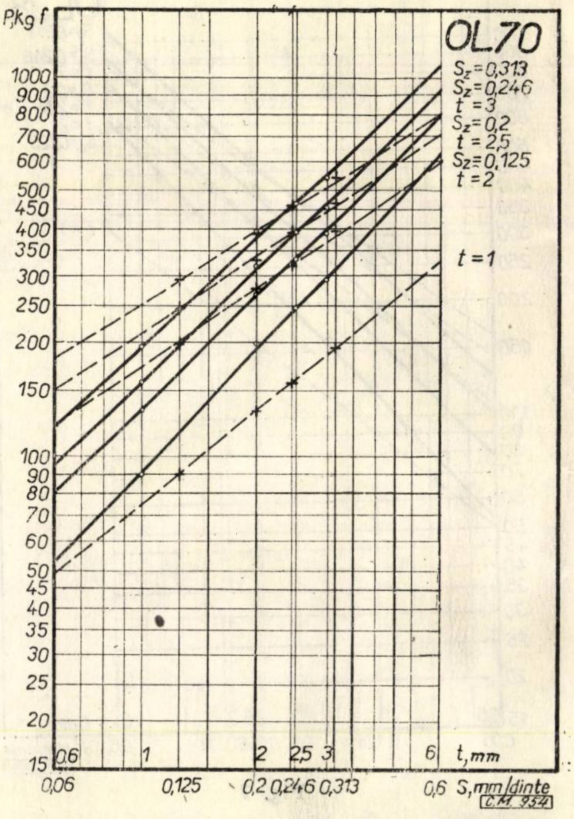


Fig. 11

Valorile x_P și y_P, obținute ca media rezultatelor pentru cele șase oțeluri încercate ($x_P = 0{,}936$ și $y_P = 0{,}745$), sînt apropiate valorilor din literatura considerată.

Valoarea constantei C_P, pentru grupa de oțeluri OL, realizată ca media încercărilor pe cele șase oțeluri ($C_P = 43{,}9$), este sub valoarea medie orientativă dată în general pentru oțeluri, fapt care confirmă și concluziile obținute în lucrările [8] și [9]. Constanta de așchiere nu depinde numai de duritatea materialului, cum este apreciată în unele lucrări, ci depinde de ansamblul proprietăților fizico-chimice și mecanice ale materialului prelucrat.

Raporturile cantitative dintre componentele forței de așchiere stabilite sînt apropiate de cele indicate în literatura de specialitate, cu excepția raportului dintre P_a și P, raport care desigur depinde și de mărimea unghiului de înclinare a dinților ω.

Folosind valorile constantei C_P și ale exponenților x_P și y_P din lucrare, se obțin pentru forţa tangenţială medie P valori mult mai mici (pînă la de două ori) faţă de valorile stabilite cu ajutorul nomogramelor indicate în Normativele M.M.C.M. — R.S.R.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Philipp, H.* Über Messungen der spezifischer Schnittkräfte beim Walzenfräsen. In: Werkstatt und Betrieb, nr. 4, 1959, p. 179—187.

[2] *Rozenberg, A. M.* Dinamika frezerovania. Moscova, Sovetskaia nauka, 1945.

[3] *Reznikov, N. I.* Ucenie o rezanii metallov. Moscova, Maşghiz, 1947.

[4] *Ippolito, R.* Calculul forţei şi puterii de aşchiere la frezare. In: Macch. utensili, nr. 3—4, 1966, p. 4—9.

[5] *Smejkal, E.* Calculul forţei de aşchiere la frezarea cilindrică. In: Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 4, 1966, p. 225—227.

[6] *Olszak, W.* Analiza procesu frezowania walcowego z punktu widzenia dokladnosi obrabiceki i narzedzia. In: Mechanika, nr. 3, 1962, p. 3—59.

[7] *Koenigsberger, F., Sabberwal, A. J. P.* Studiul forţei de aşchiere la frezare. In: Int. J. Mach. Tool Design and Res., nr. 1—2, 1961, p. 15—33.

[8] *Caşler, Gh.* Comportarea oţelurilor româneşti privind unii parametri din dinamica aşchierii la strunjire. In: Construcţia de Maşini, nr. 8, 1964.

[9] *Caşler, Gh., Belous, V., Rener, Al.* Contribuţii la cercetarea experimentală a dinamicii burghierii oţelurilor româneşti. In: Construcţia de Maşini, nr. 6—7, 1967.

[10] *Granovski, G. I.* ş.a. Rezanie metallov. Moscova, Maşghiz, 1954.

[11] * * * Spravocinik maşinostroitelea, vol. 5—II, 1964.

[12] * * * Rejimi rezania metallov instrumentami iz bîstrorejuşcih stali. Moscova, Maşghiz, 1950.

[13] * * * Normative unificate de regimuri de aşchiere a metalelor feroase, vol. 11, Bucureşti.

[14] *Caşirin, A. I., Rassohin, V. I.* Valoarea forţei periferice la frezarea frontală cu freze prevăzute cu metale dure. I.D.T. Maşini-unelte şi scule, nr. 10, 1951.

[15] *Loewen, E. G., Marshall, E. R., Shaw, M. C.* Electric strain-gage tool dinamometers. In: Proceedings of the Society of Experimental Strees Analysis, nr. 2, 1951.

[16] *Cook, N. H., Loewen, E. G., Shaw, M. C.* Maschine-tool dynamometer. In: The American Machinist, nr. 27, 1954.

[17] *Champetier, L.* L'activité actuelle du service de mécanique appliquée du Laboratoire Central de l'Armement. In: La Machine-outil française, nr. 193, 1963.

[18] *Poletika, M. F.* Pribori dlia izmerenia sil rezania i kruteaşcih momentov. Moscova, Maşghiz, 1963.

[19] *Raffaello, L.* Drill Press Dynamometers. In: Int. J. of Maschine-Tool Design and Res., nr. 3, 1967.

[20] *Raffaello, L.* Dispozitiv pentru măsurarea forţelor de aşchiere la frezare. In: Ingegneria mecc., nr. 7, 1965, p. 45—48.

CZ 621.43—224.3

Influenţa presiunii de supraalimentare asupra parametrilor constructivi ai antecamerei*

Dr. ing. Călin Adrian VASILESCU şi Bogdan BARBESCU*

O cale dintre cele mai folosite pentru sporirea puterii motoarelor Diesel o constituie supraalimentarea acestora la valori din ce în ce mai mari ale presiunii de admisiune. Mărirea presiunii de supraalimentare ridică necesitatea rezolvării anumitor probleme legate, pe de o parte, de desfăşurarea proceselor la parametri înalţi şi, pe de altă parte, de stăpînirea încărcărilor termice şi mecanice sporite. În cazul motoarelor cu antecameră (arderea în camera principală fiind determinată de procesele din camera separată în care, prin supraalimentare, se măreşte cantitatea de aer şi de combustibil) apar condiţii suplimentare la funcţionarea corectă la presiuni mari de supraalimentare, condiţii care pun în discuţie dimensionarea convenabilă a antecamerei.

În acest articol se prezintă un studiu asupra interdependenţei dintre variaţia presiunii de supraalimentare şi unele dimensiuni caracteristice ale antecamerei; lucrarea face mai întîi o analiză a factorilor care determină modificări geometrice ale camerei separate şi prezintă în continuare unele rezultate experimentale.

1. *Stabilirea teoretică a modificării dimensiunilor antecamerei cu variaţia presiunii de supraalimentare*

Literatura de specialitate cunoaşte în general puţine cercetări dedicate interdependenţei dintre parametrii funcţionali ai motorului şi parametrii constructivi ai antecamerei. Această interdependenţă este consecinţa faptului că forma şi mărimea părţilor componente ale antecamerei, în primul rînd volumul său, condiţionează atît pierderile suplimentare cauzate de curgerea gazelor din antecameră în camera principală, cît şi calitatea procesului de ardere în camera principală şi nivelul solicitărilor termice ale suprafeţelor spălate de un jet puternic de gaze calde.

List [1] face o analiză termodinamică a proceselor ce au loc în cele două camere, punînd în evidenţă energia consumată prin curgerea gazului în motor. El scoate în relief importanţa maximului mărimii $\frac{dE_c}{d\theta}$ pentru a se asigura, în cursa de compresiune, formarea optimă a amestecului în antecameră; el arată de asemenea rolul jucat de energia curentului de gaze expulzate din antecameră pentru desfăşurarea arderii în camera principală.

---

* Lucrare prezentată la Conferinţa republicană de motoare cu ardere internă, Bucureşti, septembrie 1967.

Schläfke [2] şi în continuare Pischinger [3] analizează procesele din timpul cursei de compresiune în motor, stabilind expresii pentru energia pierdută prin curgerea gazelor şi dependenţa acestei curgeri de factorul de similitudine al antecamerei :

$$K = \frac{V_s \cdot n}{30\mu f} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_s}},$$

în care :

V_s reprezintă cilindreea ;

n — turaţia ;

μ — coeficientul de curgere al orificiilor difuzorului antecamerei ;

f — secţiunea geometrică totală a orificiilor difuzorului antecamerei.

O serie de cercetări experimentale analizate şi completate de Niewiarowski [4] au încercat să stabilească o dependenţă între anumite mărimi (volumul raportat al antecamerei σ, raportul de compresiune ε, factorul de similitudine al antecamerei K) şi performanţele motorului. Aceste cercetări se referă la motoare cu admisiune naturală. Nu se cunoaşte în literatură o analiză a influenţei formei antecamerei proceselor de ardere şi performanţele motoarelor supraalimentate.

În realitate o asemenea analiză este şi foarte greu de făcut, ţinîndu-se seamă de următoarele :

— camerele de ardere la motoarele cu antecameră prezintă în unele cazuri particularităţi constructive accentuate care vizează îmbunătăţirea proceselor, fie în antecameră, fie în camera principală ; ca urmare nu se pot trage concluzii general valabile, prin experimentări efectuate pe un anumit tip de cameră de ardere ;

— majoritatea cercetărilor de pînă acum, inclusiv cea efectuată de Niewiorowski [4], au pus la bază factorul de similitudine al antecamerei K ; acest factor rezultă însă din considerarea proceselor din timpul compresiunii şi prin urmare prin intermediul acestuia nu se pot caracteriza procesele cu adevărat esenţiale din timpul arderii.

Aceste observaţii duc la concluzia că o cercetare teoretică a dependenţei dintre parametrii antecamerei şi performanţele motorului nu poate fi valabilă decît pentru un anumit gen de construcţie de cameră de ardere şi că ea trebuie să considere mai multe aspecte, în general greu de prins teoretic. De aici rezultă şi importanţa cercetărilor experimentale în cazul studiat, precum şi limitările acestor cercetări.

Mărimile considerate în analiza proceselor din camera de ardere a motorului Diesel cu antecameră sînt : a) în timpul compresiunii mărimea $\frac{dE_c'}{d\theta}$ şi energia cinetică E_c', prima trebuind să fie cît mai mare în momentul începutului injecţiei şi a doua, cît mai mică pe toată cursa de compresiune ; b) în timpul arderii cantitatea de gaz care curge din antecameră $\int m^* d\theta$ şi energia cinetică E_c' ; s-au ales aceste două mărimi pentru a putea caracteriza durata procesului de ardere în camera principală şi, respectiv, energia care contribuie la formarea curentului în camera principală de ardere.

Dintre cele patru mărimi ce s-au propus, numai primele două pot comporta o analiză matematică ; celelalte două reprezintă procese foarte complexe şi care nu pot fi apreciate decît calitativ.

Studiul curgerii dintre cele două camere de ardere ale motorului Diesel cu antecameră supraalimentat arată [5] că, în zona în care urmează să se producă injecţia combustibilului, viteza de curgere a gazului este apropiată de viteza sunetului şi că pînă la începutul injecţiei viteza creşte continuu ; se fac ipotezele că fluidul de lucru este un gaz ideal, că presiunea şi temperatura iniţială sînt aceleaşi în antecameră şi în cilindru şi că nu se realizează schimb de căldură între fluidul de lucru şi mediul exterior ; se consideră cazul curgerii subcritice.

În cadrul acestor ipoteze se poate scrie [3] : viteza de curgere

$$w = \frac{6nV_{c_A}}{\mu f}\,\frac{1}{\varkappa}\,\frac{1}{p^*}\,\frac{dp^*}{d\theta}\,; \tag{1}$$

raportul presiunilor în antecameră :

$$\frac{p^*}{p_s} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{c_A}}\left\{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - \left(\frac{p'}{p_s}\right)^{\frac{1}{k}}[f(\theta) + \varepsilon_c]\right\}\right]^k, \tag{2}$$

şi debitul ce curge între cele două camere :

$$\overline{m} = \frac{w\mu f}{v_s'}\left(\frac{p^*}{p_s}\right)^{\frac{1}{k}} \tag{3}$$

în care :

V_{c_A} este volumul total al camerei de ardere ;

$\varepsilon = \frac{V_{c_A}}{V_s + V_{c_A}}$ — raportul volumetric de compresiune ;

$\varepsilon_c = \frac{V_c}{V_s}$ — raportul volumetric al camerei principale din cilindru ;

$\varepsilon_A = \frac{V_{c_A}}{V_s}$ — raportul volumetric al antecamerei ;

v — volumul specific ;

p_s — presiunea de supraalimentare.

De asemenea, se poate scrie termenul care exprimă creşterea maximă a energiei :

$$\frac{\mathrm{d}E_c'}{\mathrm{d}\theta}=\frac{1}{2gGn}\,\overline{m}w^2, \tag{4}$$

în care G este cantitatea de combustibil injectată pe ciclu.
Se introduce (2) şi (3) în (4) şi se obţine :

$$\frac{\mathrm{d}E_c'}{\mathrm{d}\theta}=\frac{1}{2gGn}\,\frac{\mu f}{v_s}\left[\frac{1}{\varepsilon_A}\left\{\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}-\left(\frac{p'}{p}\right)^{\frac{1}{k}}[f(\theta)+\varepsilon_c]\right\}\right]^k w^3. \tag{5}$$

În ecuaţia vitezei (1) se face să apară factorul de similitudine al antecamerei :

$$w=180\,\varepsilon_{c_A}\,K\sqrt{\frac{T_s}{288}\,\frac{1}{\varkappa}\,\frac{1}{p^*}\,\frac{\mathrm{d}p^*}{\mathrm{d}\theta}}\,. \tag{6}$$

Viteza (6), introdusă în (5) în care s-a notat $v_s'=\frac{RT_s'}{\pi p_0}$, duce la :

$$\frac{\mathrm{d}E_c'}{\mathrm{d}\theta}=\frac{\pi}{T_s'}\,B\left\{\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}-\left(\frac{p'}{p_s}\right)^{\frac{1}{k}}[f(\theta)+\varepsilon_c]\right\}^k\left[\frac{1}{p^*}\,\frac{\mathrm{d}p^*}{\mathrm{d}\theta}\right]^3\varepsilon_A^{3-k}, \tag{7}$$

în care :

$$B=\frac{1}{2gGn}\,\frac{\mu f}{R}\,p_0\left[180K\sqrt{\frac{T_s'}{288}\,\frac{1}{\varkappa}}\right]^3 \tag{8}$$

este o constantă, deoarece s-a considerat că turaţia nu variază şi că, din motive constructive, pentru un tip de antecameră dată, nu se poate modifica secţiunea de curgere a orificiilor difuzorului (micşorarea secţiunii, pentru o formulă verificată de difuzor duce la pierderi suplimentare, iar mărirea secţiunii la pericolul ruperii capului difuzorului în regiunea dintre orificii).

Într-o primă aproximaţie (presupunîndu-se răcirea aerului admis în cilindru) se poate considera că, atît raportul presiunilor în cilindru $\frac{p'}{p_s}$, cît şi raportul creşterii de presiune în antecameră $\frac{\mathrm{d}p^*}{p^*}$, sînt constante, oricare ar fi gradul de supraalimentare π. În adevăr, dacă $p_{0_{k'-1}}$ este presiunea exterioară, se poate scrie $p_s=\pi p_0$ şi $p'=p_s\,\varepsilon_x^{k'-1}$, obţinîndu-se relaţia $\frac{p'}{p_s}=\frac{\pi p_0\,\varepsilon_x^{\varkappa-1}}{\pi p_0}=$ $=$ const. ; pentru cel de-al doilea raport se deduce $p'=\pi p_0\,\varepsilon_x^{k^*}$ şi $\mathrm{d}p^*=\pi p_0\,k^*\,\mathrm{d}\,\varepsilon_x^{k^*-1}$, deci $\frac{\mathrm{d}p}{p^*}=k\mathrm{d}\,\varepsilon_x^{k-1}$, adică o valoare independentă de gradul de supraalimentare.

Ţinînd seamă de aceste observaţii, din ecuaţia (7) rezultă că mărirea gradului de supraalimentare π va duce la mărirea factorului $\frac{\mathrm{d}E_c'}{\mathrm{d}\theta}$, ceea ce este favorabil formării amestecului în cameră separată, în special dacă se schimbă caracteristica pompei de injecţie (de exemplu prin mărirea diametrului pistonului plonjor, în vederea debitării unei cantităţi sporite de combustibil în acelaşi interval de timp).

Energia consumată pentru vehicularea gazului dintre cele două camere este :

$$E_c'=\int\frac{\mathrm{d}E_c'}{\mathrm{d}\theta}\,\mathrm{d}\theta. \tag{9}$$

Deoarece $\frac{\mathrm{d}E_c'}{\mathrm{d}\theta}$ creşte cu π, rezultă în cadrul aceloraşi simplificări că E_c' va creşte cu gradul de supraalimentare. Este cunoscut însă că lucrul mecanic efectiv al motorului supraalimentat creşte într-o măsură mai mică decît gradul de supraalimentare, astfel că raportul $\frac{E_c'}{L_s}$ va avea o tendinţă de creştere, ceea ce este nefavorabil. Examinarea ecuaţiei (7) arată că se poate micşora termenul $\frac{\mathrm{d}E_c'}{\mathrm{d}\theta}$ prin scăderea lui ε_{c_A}. Deci, pentru a nu avea pierderi prea mari datorită deplasării gazului între cele două camere de ardere, o dată cu mărirea gradului de supraalimentare este necesar să se micşoreze într-o oarecare măsură volumul antecamerei.

Mai importante decît mărimile din cursa de compresiune sînt cele care stăpînesc procesul de ardere, şi anume cantitatea de gaz care curge din antecameră $\int\overline{m}\,\mathrm{d}\theta$ şi energia cinetică a gazului care curge din antecameră E_c^*, deoarece supraalimentarea modifică cantitatea de combustibil injectată în prima fază a arderii.

În cazul motoarelor supraalimentate există două posibilităţi în ceea ce priveşte sporirea cantităţii de combustibil injectat : se păstrează aceeaşi pompă dar se majorează cursa utilă a pistonului plonjor sau se măreşte diametrul pistonului plonjor ; uzual se utilizează simultan ambele posibilităţi. În acelaşi timp se remarcă o micşorare a duratei perioadei de întîrziere la aprindere datorită creşterii presiunii şi temperaturii din cilindru la finele compresiunii. Mărirea cantităţii de combustibil injectat şi micşorarea duratei perioadei de întîrziere la aprindere au drept efect o micşorare a energiei specifice de expulzare E_c^* şi deci mărirea duratei arderii în camera principală, care sînt aspecte negative ; în acelaşi timp micşorarea debitului de amestec care curge prin orificiile antecamerei face ca încărcarea termică a difuzorului şi a capului pistonului să se reducă. Din acest ultim motiv unii autori [6] pledează chiar pentru micşorarea antecamerei la motoarele puternic supraalimentate, pentru a descărca termic difuzorul. În schimb necesitatea de a mări energia de expulzare a gazelor, pentru a restabili durata arderii normale în camera principală de ardere duce la ideea măririi volumului antecamerei.

Această analiză arată că, pe măsură ce presiunea de supraalimentare crește, ar fi necesar să se mărească volumul antecamerei, pentru a asigura o ardere normală în camera principală și să se micșoreze volumul antecamerei, pentru a micșora pierderile de energie prin vehicularea gazului și încărcarea termică a difuzorului și a capului pistonului.

Existînd aceste două cerințe contradictorii, se impune o cercetare experimentală a proceselor. Cercetarea trebuie făcută în două etape: studiul performanțelor motorului în funcție de variația dimensiunilor antecamerei, care se efectuează prin probe de laborator și cercetarea efectului încărcării termice și mecanice, prin probe de anduranță. Studiul experimental care se prezintă se referă numai la probe de laborator.

2. *Obiectul experimentărilor. Instalația experimentală*

Autorii și-au propus ca experimentările să pună în lumină influența exercitată de dimensiunile antecamerei asupra proceselor energetice din motor. Performanțele motorului au fost apreciate pe baza variației consumului specific de combustibil.

Pentru a caracteriza procesul de ardere s-a considerat durata arderii în camera principală stabilită cu ajutorul diagramelor indicate; această durată dă și o indicație asupra încărcării termice.

După cum s-a arătat, determinările experimentale nu pot fi valabile decît pentru tipul de antecameră încercat; ca urmare, s-au luat măsurile necesare ca aceste încercări să poată fi reprezentative.

S-a hotărît să se varieze volumul antecamerei între limitele $\sigma = 0,2$ și $\sigma = 0,6$ (factorul σ reprezentînd raportul dintre volumul antecamerei V_{cA} și al întregii camere de ardere $V_c + V_{cA}$). În consecință au rezultat două necesități: în primul rînd să se execute antecamera sub o formă alungită, în al doilea rînd să se reducă raportul volumetric de compresiune al motorului la 15. Această măsură a permis să se mențină geometria capului pistonului chiar la utilizarea antecamerei cu $\sigma = 0,6$; în plus, reducerea raportului de compresiune contribuie într-o oarecare măsură și la reducerea solicitărilor mecanice ale motorului.

S-au luat măsuri speciale pentru ca forma antecamerelor să păstreze asemănarea geometrică, astfel ca rezultatele experimentale să prezinte numai influența parametrului cercetat — volumul raportat al antecamerei. În acest scop s-a păstrat constant raportul dintre diametrul maxim și înălțimea antecamerei. În figura 1 se prezintă schița tipurilor de antecamere încercate.

Prin modificarea volumului antecamerei, păstrîndu-se același volum al camerei de ardere, a rezultat o variație a volumului camerei principale de ardere. A fost prin urmare nevoie să se realizeze pistoane care să asigure volumul corespunzător al camerei principale, respectînd asemănarea geometrică, prin aceea că s-a păstrat constant raportul dintre diametrul d și adîncimea h a degajării din fundul pistonului (fig. 2).

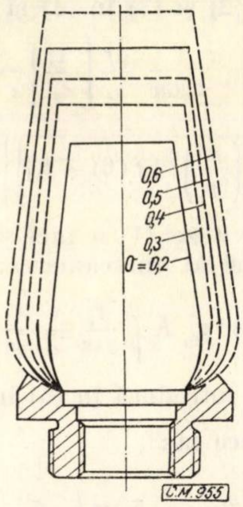


Fig. 1

Experimentările s-au efectuat pe o instalație (fig. 3) compusă din monocilindrul *1* în patru timpi, cu alezajul $D = 175$ mm, cursa pistonului $S = 205$ mm, raportul volumetric de compresiune $\varepsilon = 15$, turația nominală $n = 1\,300$ rot/min, antecamera dispusă central.

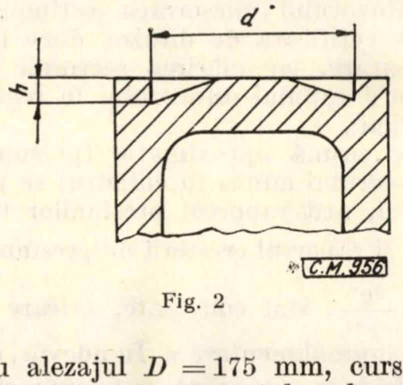


Fig. 2

Motorul a fost încărcat cu frîna hidraulică *2*. Instalația de supraalimentare, separată de motor, a fost compusă din: compresorul volumetric *3* de 15 Nm³/min cu presiunea de refulare de 7 kgf/cm²; rezervorul de aer *4*; reductorul *5* asigurînd căderea de presiune de la 6 la 1 —3 kgf/cm²; debitmetrul *6* pentru aerul de alimentare a motorului şi rezervorul de egalizare a presiunii 7.

Pentru supraalimentarea la presiuni mai reduse s-a prevăzut o instalaţie alcătuită dintr-un compresor centrifug 8, antrenat printr-o cutie de viteze 9 de către un electromotor *10*; s-a prevăzut posibilitatea admisiunii naturale printr-un ventil *11*.

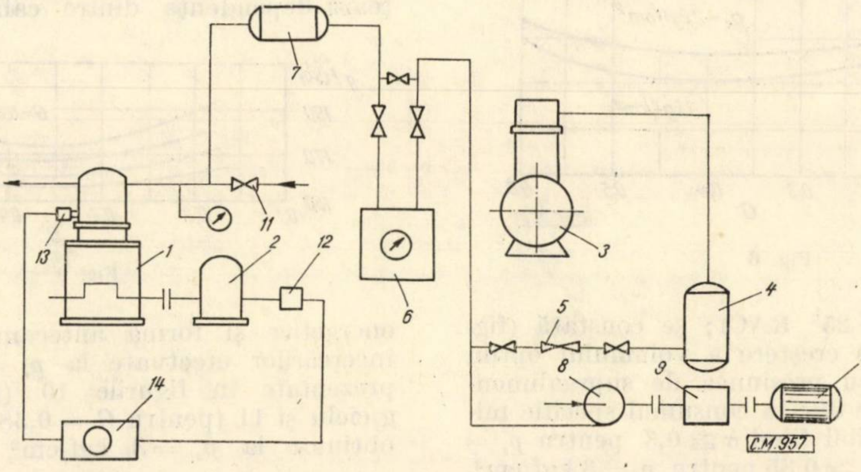


Fig. 3

Instalaţia permite măsurarea consumului de combustibil cu un sistem gravimetric, măsurarea turaţiei, temperaturilor şi presiunilor importante.

Ridicarea diagramei indicate s-a făcut cu ajutorul unui indicator alcătuit din traductorul cursei *12*, traductorul de presiune cu lamele de cuarţ *13* şi osciloscopul electronic *14*.

S-au efectuat cinci serii de încercări, corespunzătoare celor cinci antecamere experimentale. La montarea fiecărei antecamere cu pistonul corespunzător s-a efectuat un rodaj de 20 ore al motorului, pentru a se asigura posibilitatea funcţionării în plină sarcină.

În cadrul încercărilor s-au determinat concomitent parametrii funcţionali ai motorului şi s-au ridicat diagrame indicate. Parametrii funcţionali au fost modificaţi în felul următor : turaţia între 700 şi 1 300 rot/min, sarcina de la 0,5 la sarcină plină, presiunea de admisiune la 2 şi 3 kgf/cm², avansul la injecţie la 19, 25 şi 31° RAC (valori citite la meniscul pompei de injecţie). S-au menţinut constante temperatura de intrare şi de ieşire a apei de răcire a motorului, temperatura uleiului şi temperatura aerului la admisiune.

3. *Rezultate experimentale*

3.1. Variaţia presiunii de supraalimentare. S-au urmărit dependenţa dintre presiunea de supraalimentare şi mărimea antecamerei, prin intermediul consumului specific de combustibil la turaţie, avans la injecţie şi sarcină constantă. În figurile 4, 5 şi 6 această dependenţă este prezentată pentru turaţia de 1 000 rot/min şi avansul la injecţie de 25° RAC, sarcina fiind de 0,26, 0,50 şi respectiv 0,58 g/ciclu.

Diferenţa destul de mare dintre consumurile specifice la cele două valori ale presiunii la admisiune se datoreşte faptului că supraalimentarea este realizată cu o instalaţie separată.

Din analiza diagramelor se remarcă o variaţie destul de redusă a consumului de combustibil cu mărirea antecamerei. Curbele par a avea un minim situat în general la valori mai mari ale volumului antecamerei ($\sigma = 0{,}3...0{,}5$) decît cele uzuale (de exemplu, la antecamera originală a motorului încercat $\sigma = 0{,}275$). Influenţa mărimii antecamerei se face simţită la încărcarea motorului aproape de limita de fum pentru $p_s = 2$ kgf/cm² şi $\sigma = 0{,}4$ (fig. 5) şi pentru $p_s = 3$ kgf/cm² şi $\sigma = 0{,}42$ (fig. 6).

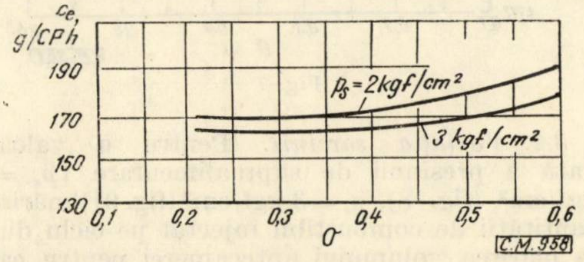


Fig. 4

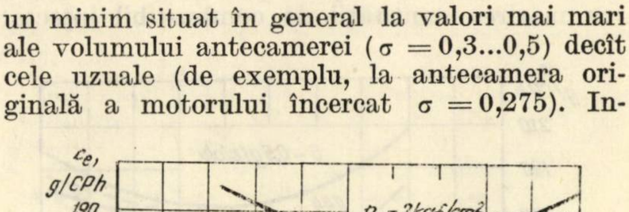


Fig. 5

Această influenţă a fost verificată şi la o turaţie şi o sarcină mai ridicate ($n = 1\ 100$ rot/min, $G = 0{,}60$ g/ciclu), avansul la injecţie rămînînd

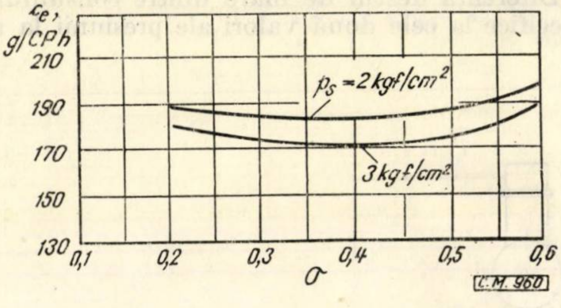


Fig. 6

neschimbat (β = 25° RAC); se constată (fig. 7) o tendinţă de creştere a volumului optim al antecamerei cu presiunea de supraalimentare, valorile care duc la consumul specific minim de combustibil fiind $\sigma \cong 0{,}3$ pentru $p_s = 2$ kgf/cm² şi $\sigma \cong 0{,}35$ pentru $p_s = 3$ kgf/cm².

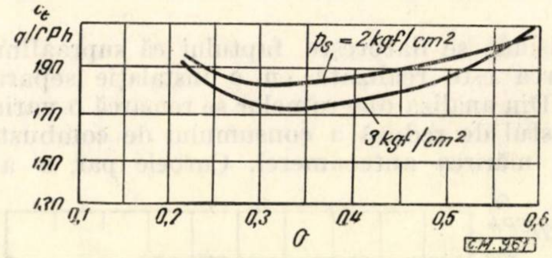


Fig. 7

3.2. *Variaţia sarcinii.* Pentru o valoare dată a presiunii de supraalimentare [$p_s = 2$ kgf/cm² (fig. 8), $p_s = 3$ kgf/cm² (fig. 9)] mărirea cantităţii de combustibil injectat pe ciclu duce la mărirea volumului antecamerei pentru care se obţine consumul specific minim de combustibil. Aceasta se explică prin aceea că o dată cu mărirea cantităţii de combustibil injectat,

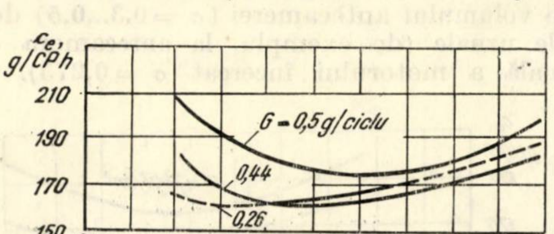


Fig. 8

coeficientul excesului de aer se micşorează şi deci arderea tinde să se înrăutăţească; se poate corecta acest aspect îmbunătăţindu-se amestecarea în camera principală prin mărirea energiei de expulzare a gazelor din antecameră, ceea ce se realizează prin mărirea volumului antecamerei. Diagramele arată o creştere a consumului specific de combustibil cu sarcina, datorită de asemenea înrăutăţirii arderii prin micşorarea coeficientului excesului de aer.

3.3. *Variaţia avansului la injecţie.* S-a urmărit modul în care avansul la injecţie influenţează dependenţa dintre calitatea proceselor

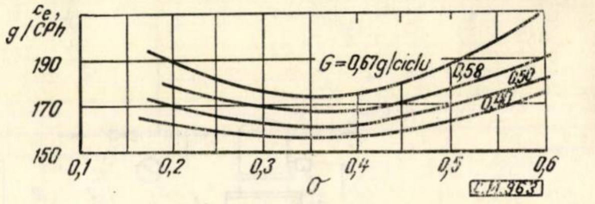


Fig. 9

energetice şi forma antecamerei. Rezultatele încercărilor efectuate la $p_s = 2$ kgf/cm² sînt prezentate în figurile 10 (pentru $G = 0{,}44$ g/ciclu şi 11 (pentru $G = 0{,}58$ g/ciclu), iar cele obţinute la $p_s = 3$ kgf/cm² — în figurile 12 ($G = 0{,}58$ g/ciclu) şi 13 ($G = 0{,}67$ g/ciclu); în toate cazurile $n = 1\ 000$ rot/min.

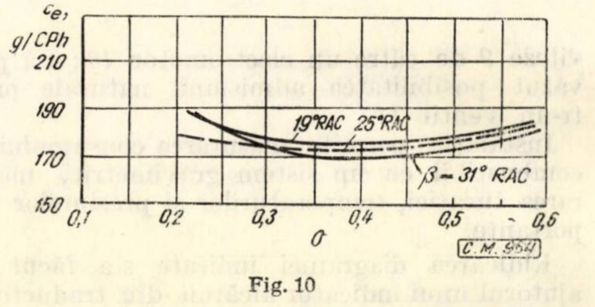


Fig. 10

Din examinarea figurilor 10 şi 12 se constată că la debite de combustibil care situează motorul în afara limitei de fum, valoarea avansului la injecţie influenţează în mică măsură consumul specific de combustibil, în timp ce la limita de fum (fig. 11 şi 12) se desprinde net

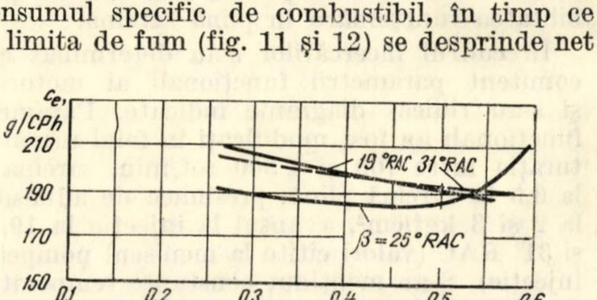


Fig. 11

o valoare optimă a avansului la injecţie în ceea ce priveşte consumul de combustibil.

Se observă de asemenea că, pe măsură ce presiunea de supraalimentare creşte, este necesar să se mărească avansul la injecţie (pentru a se avea consumuri minime de combustibil), deşi întîrzierea la aprindere se micşorează. Acest fapt se explică prin prelungirea injecţiei în scopul măririi cantităţii de combustibil injectat; mărirea avansului la injecţie reflectă deci necesitatea obiectivă de a grupa arderea în jurul punctului mort interior.

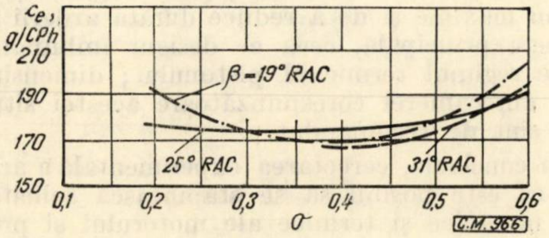


Fig. 12

3.4. *Studiul presiunii maxime.*

Pentru aprecierea comportării motorului în exploatare este important să se cunoască valoarea presiunii maxime, deoarece aceasta determină solicitările mecanice cele mai severe. Pornind de la diagramele indicate s-a măsurat valoarea presiunii maxime aproape de limita de fum, obţinîndu-se curbele din figura 14 ($n = 1\,000$ rot/min, $\beta = 25°$ RAC, sarcina – 0,9 din limita de fum).

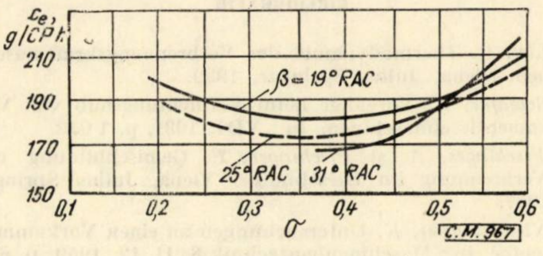


Fig. 13

După cum s-a arătat şi într-o lucrare anterioară [7], presiunea maximă nu creşte în aceeaşi proporţie cu presiunea de supraalimentare (în figura 14 s-a trasat, pentru comparare, variaţia presiunii maxime pentru motorul cu admisiune naturală ($p_s = 1$ kgf/cm²)). Se observă că presiunea maximă variază cu volumul raportat al antecamerei, presiunea maximă maximorum fiind obţinută la $\sigma = 0{,}4...0{,}45$. Valoarea parametrului σ trebuie să scadă cu mărirea presiunii de supraalimentare, reflectînd micşorarea duratei întîrzierii la aprindere. Se remarcă de asemenea că valorile mari ale presiunii maxime nu apar la valori mici ale lui σ, unde totuşi se percepe bătaia Diesel; această observaţie îndreptăţeşte părerea că bătaia Diesel este rezultatul vitezei mari de creştere a presiunii şi nu a unei valori exagerate a presiunii maxime.

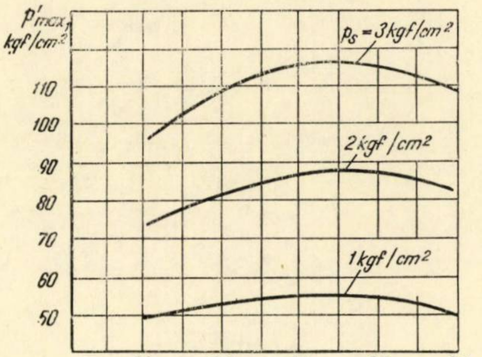


Fig. 14

3.5. *Studiul duratei arderii în camera principală.*

Studiul duratei arderii în camera principală s-a realizat prin prelucrarea datelor obţinute din diagramele indicate. O serie din rezultatele încercărilor, cuprinzînd variaţia unghiului corespunzător arderii θ_a în funcţie de presiunea p_s, sînt prezentate în figura 15. Se observă că la antecamerele cu $\sigma = 0{,}2$ şi $\sigma = 0{,}3$ durata arderii creşte cu presiunea de supraalimentare, aproape proporţional, ceea ce este explicabil prin aceea că şi cantitatea de combustibil a crescut aproape proporţional. Antecamera cu $\sigma = 0{,}5$ conduce la o valoare constantă a duratei arderii. Se observă că arderea optimă ca durată (minimă) este realizată de antecamera cu $\sigma = 0{,}3$, care de altfel este destul de apropiată de valoarea $\sigma = 0{,}275$ a antecamerei originale. Nu se pot trage concluzii în ceea ce priveşte antecamera cu $\sigma = 0{,}6$. Rezervele care se fac asupra tuturor datelor prezentate rezultă din aceea că nu s-a putut menţine la toate experienţele riguros aceeaşi valoare a coeficientului excesului de aer, ceea ce desigur va influenţa durata procesului de ardere.

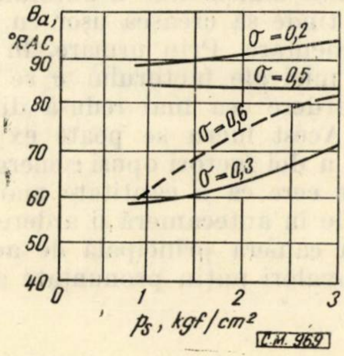


Fig. 15

4. *Observaţii finale*

Cercetările întreprinse scot în relief dependenţa dintre presiunea de supraalimentare, sarcină, avans la injecţie, turaţie şi mărimea antecamerei, reflectate în calitatea transformărilor energetice din motor.

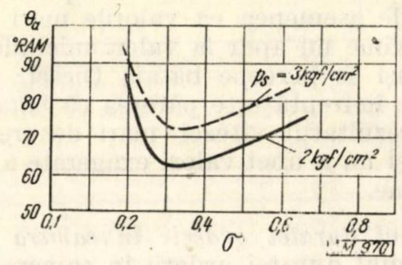


Fig. 16

Există o valoare optimă, în domeniul valorilor mai mari ale volumului antecamerei, pentru care se obţine consumul specific minim de combustibil, deci se realizează o optimizare între pierderile gazodinamice la curgerea dintre cele două părţi ale camerei de ardere şi durata procesului de ardere în camera principală. Această valoare se situează însă în zona presiunilor maxime mari (fig. 14) şi prin urmare este necesar să se micşoreze volumul antecamerei pentru a limita solicitările mecanice; în acest fel se obţine şi reducerea solicitărilor termice ale difuzorului şi capului pistonului. Variaţia duratei procesului de ardere în camera principală în funcţie de volumul raportat al antecamerei (fig. 16), acuză un minimum pentru o anumită dimensiune a antecamerei. Parametrul σ tinde să crească uşor cu presiunea de supraalimentare. Prin urmare, în zona valorilor mai mici ale factorului σ se întîlneşte durata de ardere cea mai redusă din camera principală. Acest lucru se poate explica prin optimizarea a doi factori opuşi : energia de expulzare care cere ca o cantitate mai mare de aer să se afle în antecameră şi arderea cît mai completă în camera principală de aer. Cercetarea arată valori puţin pronunţate ale consumului specific minim de combustibil în funcţie de mărimea antecamerei, ceea ce înseamnă că abaterile de la valoarea optimă a lui σ nu afectează economicitatea motorului. Micşorarea lui σ faţă de cel optim are avantajul de a reduce solicitările mecanice, prin scăderea presiunii maxime şi de a reduce durata arderii în camera principală, ceea ce desigur îmbunătăţeşte regimul termic al pistonului; dimensiunile antecamerei corespunzătoare acestei situaţii sînt de recomandat.

În concluzie, cercetarea experimentală a arătat că este posibil să se stăpînească solicitările mecanice şi termice ale motorului şi prin dimensionarea corectă a antecamerei, volumul antecamerei fiind în final determinat de limita rezistenţei la solicitările termice ale antecamerei şi ale pistonului, deoarece variaţia consumului specific de combustibil, deci şi a randamentului, nu este esenţială.

BIBLIOGRAFIE

[1] *List, H.* Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschinen. Viena, Julius Springer, 1939.

[2] *Schläfke, K.* Vorgänge beim Verdichtungshub von Vorkamerdieselmaschinen. In : VDI, 1931, p. 1 043.

[3] *Pischinger, A.* şi *Pischinger, F.* Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. Viena, Julius Springer, 1957.

[4] *Niewiarowski, K.* Untersuchungen an einen Vorkammermotor. In : Maschinenbautechnik 8, H. 12, 1959, p. 639.

[5] *Vasilescu, C. A.* şi *Pimsner, V.* Supraalimentarea motoarelor Diesel. Bucureşti, Ed. tehnică, 1965.

[6] *Seilz, L.* şi *Zinner, M. K.* A new series of high — speed MAN Diesel engines. In : Combustion engine progress, 1966.

[7] *Vasilescu, C. A.* şi *Barbescu, B.* Efectul gradului de supraalimentare asupra presiunii maxime din camera de ardere principală a motorului Diesel cu antecameră. In : Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică, tom 15, nr. 2, 1965.

CZ 621.512

Contribuții la analiza domeniului funcțional al compresorului cu piston în două trepte

Nicolae OPREA și Vladimir HOVNANIAN

Pe măsura realizării progresului tehnic, utilizarea aerului comprimat pătrunde în domenii de activitate extrem de variate, debitele și presiunile necesare fiind din ce în ce mai diferite. Realizarea unui număr mare de tipodimensiuni de compresoare, pentru a satisface cerințele de debite și presiuni necesare, este neeconomică din punct de vedere al fabricației lor.

În acest scop este necesară analizarea modului în care se poate acționa asupra construcției unui aceluiași tip de compresor pentru a se extinde domeniul său funcțional. Se impune de la început ca modificările constructive aduse compresorului să nu ducă la transformarea structurală a acestuia, fapt care ar conduce în final la mărirea numărului de tipodimensiuni fabricate și la îngreuiarea execuției. Din această cauză se pot accepta numai acele modificări care soluționează extinderea domeniului funcțional cu maximum de eficiența economică.

Din studiul mărimilor caracteristice ale unui compresor se constată că, acționînd asupra volumelor de comprimare ale treptelor respective, se pot realiza variante constructive diferite care să acopere un domeniu larg de debite și presiuni. Astfel, din cei doi factori care determină mărimea volumului de comprimare (cursa — *c* și diametrul — *d*) este mai avantajos să se acționeze asupra diametrului cilindrului de comprimare, deoarece aceasta duce la modificări constructive minime.

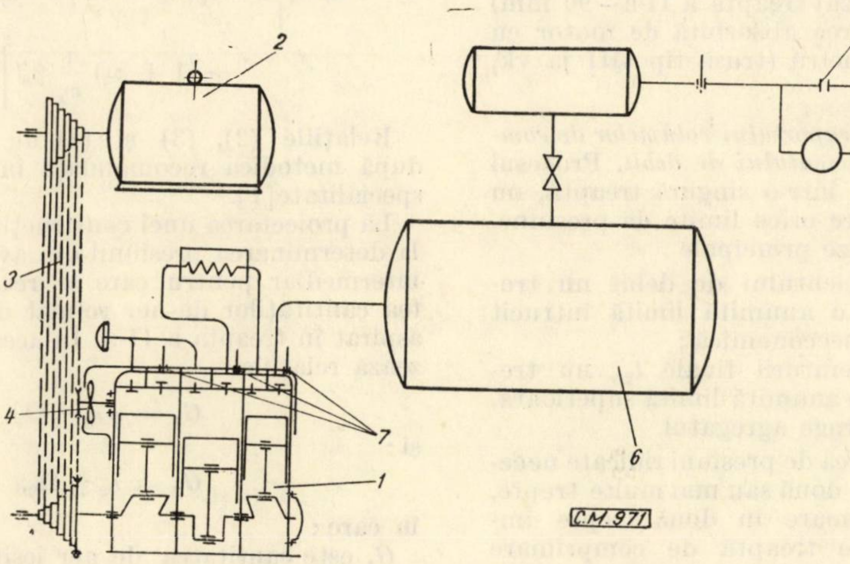


Fig. 1

În lucrarea de față se prezintă studiile efectuate pentru extinderea domeniului funcțional al compresorului cu piston în două trepte, acționînd asupra diametrului cilindrului treptei a doua. În cursul experimentărilor s-au urmărit următoarele probleme :

— analiza influenței raportului volumelor de comprimare asupra coeficientului de debit ;

— analiza influenței turației asupra coeficientului de debit și a consumului de putere ;

— determinarea raportului optim al volumelor de comprimare al treptelor în funcție de necesitățile impuse.

Pentru efectuarea studiului propus s-au făcut măsurări pe instalația experimentală prezentată în figura 1, compusă dintr-un compresor de aer *1*, în două trepte, cu posibilitate de schimbare a cilindrului treptei a II-a astfel încît să se realizeze diferite rapoarte ale volumelor cilindrilor de comprimare. Acest compresor se execută în mod curent cu următorii parametri : cursă — 74 mm, alezaj treapta I — 110 mm, alezaj treapta a II-a — 90 mm, număr de cilindri — 2 (treapta I) și 1 (treapta a II-a), turația — 1 000 rot/min, presiune nominală — 10 kgf/cm ^{2}, presiune maximă — 12 kgf/cm ^{2}, debit la regimul nominal — 1 m^3/min.

Pe parcursul probelor, cilindrul și pistonul împreună cu segmenții treptei a II-a au fost schimbați, realizîndu-se astfel patru rapoarte ale volumelor de comprimare Ω_1/Ω_2 ale treptelor (2; 2,420; 2,988; 3,978) pentru următoarele alezaje ale treptei a II-a: 110; 100; 90; 78 mm (Ω_1, m³, reprezintă volumul cilindrilor treptei de joasă presiune, iar Ω_2, m^3, volumul cilindrului treptei de înaltă presiune).

Pentru antrenarea compresorului s-a folosit un motor electric *2* de 18 kW. Sistemul de antrenare *3* a fost realizat astfel ca să se poată obţină următoarele turaţii la compresor: 540, 750, 1 000 1 250, 1 500 şi 1 650 rot/min.

Răcirea cilindrilor şi a chiulaselor compresorului a fost realizată cu o suflantă axială *4* antrenată de la arborele cotit al acestuia. În această situaţie, turaţiile suflantei pentru turaţiile indicate ale compresorului au fost: 2 100, 2 900, 3 800, 4 500, 5 900 şi 6 300 rot/min.

În funcţie de turaţie şi de rapoartele Ω_1/Ω_2 s-au măsurat la diferite presiuni finale de refulare următoarele mărimi:

— debitul de aer refulat de compresor, cu ajutorul unui dispozitiv cu diafragmă *5*, de modul $m = 0{,}148$ şi 0,333, aşezat pe recipientul tampon *6* (debitul a fost calculat la presiunea şi temperatura de aspiraţie);

— temperaturile aerului, deasupra supapelor de refulare de la treapta I (t_{1rs_1}, t_{1rs_2}) şi treapta a II-a (t_{2rs}); măsurările au fost făcute cu termometrele cu mercur *7* aşezate în buzunare cu pereţi subţiri, umplute cu ulei;

— pentru raportul $\Omega_1/\Omega_2 = 2{,}988$ (alezaj treapta I—110 mm şi alezaj treapta a II-a—90 mm) s-a măsurat şi puterea absorbită de motor cu ajutorul unui wattmetru (trusă tip QII ja vk, fabricaţie Metra).

Analiza influenţei raportului volumelor de comprimare asupra coeficientului de debit. Procesul de comprimare real, într-o singură treaptă, nu poate fi realizat între orice limite de presiune, din următoarele cauze principale:

— valoarea coeficientului de debit nu trebuie să scadă sub o anumită limită întrucît construcţia devine neeconomică;

— valoarea temperaturii finale t_{2rs} nu trebuie să depăşească o anumită limită superioară, pentru a nu se distruge agregatul.

De aceea, realizarea de presiuni ridicate necesită comprimarea în două sau mai multe trepte. Procesul de comprimare în două trepte implică pentru fiecare treaptă de comprimare anumite valori ale coeficientului global de debit care, după indicaţiile din literatura de specialitate [1], [2], are următoarea expresie analitică:

$$\lambda = \lambda_t\, \lambda_d\, \lambda_T\, \lambda_S, \tag{1}$$

unde:

λ_t este coeficientul de reducere a debitului datorită spaţiului mort;

λ_d — coeficientul de reducere a debitului ca urmare a reducerii presiunii din cilindru în timpul aspiraţiei;

λ_T — coeficientul de reducere a debitului ca urmare a încălzirii aerului în timpul aspiraţiei;

λ_S — coeficientul de reducere a debitului datorită pierderilor prin neetanşeităţi.

Expresia produsului $\lambda_t\, \lambda_d$ este următoarea:

$$\lambda_t\, \lambda_d = 1 - \rho\,(\pi^{1/m} - 1) - \rho\pi^{1/m}\left(\frac{1}{m}\right)\beta_1 - (1 + \rho)\frac{1}{m}\,\beta_0, \tag{2}$$

în funcţie de:

π — raportul de comprimare al treptei;

ρ — coeficientul volumetric al spaţiului mort;

m — exponentul politropic de destindere al treptei;

β_1 — pierderi relative ale presiunii de refulare;

β_0 — pierderi relative ale presiunii de aspiraţie.

Cu ajutorul relaţiilor (1) şi (2) se pot determina expresiile coeficienţilor de debit pentru fiecare treaptă de comprimare:

$$\lambda_1 = \lambda_T\, \lambda_S\left[1 - \rho_1(\pi_1^{1/m_1} - 1) - \rho_1\pi_1^{1/m_1}(1/m_1)\beta_1' - (1 + \rho_1)\frac{1}{m_1}\,\beta_0'\right], \tag{3}$$

$$\lambda_2 = \lambda_T\, \lambda_S\left[1 - \rho_2(\pi_2^{1/m_2} - 1) - \rho_2\pi_2^{1/m_2}(1/m_2)\beta_1'' - (1 + \rho_2)\frac{1}{m_2}\,\beta_0''\right]. \tag{4}$$

Relaţiile (2), (3) şi (4) au fost stabilite după metodica recomandată în literatura de specialitate[1].

La proiectarea unei construcţii noi ele servesc la determinarea presiunii din avalul răcitorului intermediar pentru care se realizează egalitatea cantităţilor de aer refulat din treapta I şi aspirat în treapta a II-a. În acest scop se utilizează relaţiile:

$$G_1 = \varphi\lambda_1\,\gamma_0\,\Omega_1 \tag{5}$$

şi:

$$G_2 = \lambda_2\,\gamma_1\,\Omega_2, \tag{6}$$

în care:

G_1 este cantitatea de aer ieşită din răcitorul intermediar, kgf;

G_2 — cantitatea de aer aspirată în treapta a II-a, kgf;

γ_0 — greutatea specifică a aerului în amontele răcitorului intermediar, kgf/m³;

γ_1 — greutatea specifică a aerului aspirat în treapta a II-a, kgf/m³;

φ — coeficient de reducere a cantităţii de aer refulat din cilindrii de joasă presiune, datorit pierderilor din răcitorul intermediar ($\varphi = 0{,}97 - 0{,}99$).

Proiectarea compresoarelor după metodica indicată conduce la realizarea unor construcții cu parametrii constructivi și funcționali optimi, la presiunea și turația cerută.

Este util, totuși, ca construcția realizată să poată fi folosită într-un domeniu mai larg de presiuni și turații. În acest scop, se indică utilizarea de diferite alezaje pentru treapta a II-a. Studiul variației coeficientului global de umplere λ prin calcul, în funcție de diferitele alezaje utilizate pentru treapta a II-a, devine foarte laborios. În acest caz, studiul pe model devine mai accesibil. În cele ce urmează se prezintă studiul variației coeficientului de debit în funcție de diferitele alezaje utilizate la treapta a II-a experimentate pe model. Aceste experimentări au fost efectuate pentru o gamă largă de turații și rapoarte de comprimare ale treptelor compresorului.

În figurile 2, 3, 4, 5, 6 și 7 se prezintă rezultatele măsurărilor efectuate la turațiile compresorului de 540, 750, 1 000, 1 250, 1500 și 1 650 rot/min și pentru rapoartele de comprimare ale treptelor de 2 ; 2,420 ; 2,988 ; 3,978, obținute pentru un diametru de 110 mm la treapta I și diametrele de 110, 100, 90 și 78 mm la treapta a II-a. Măsurările s-au făcut pentru valori ale presiunii de refulare care au realizat temperaturi ale aerului refulat de treapta a II-a, sub 210°C.

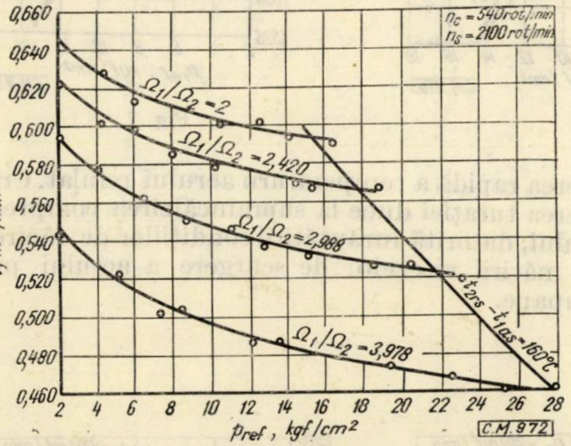


Fig. 2

Pentru a se ușura interpretarea rezultatelor și a stabili condițiile limită de funcționare ale compresorului, întrucît condițiile de aspirație în timpul măsurărilor au fost variabile, s-a luat în considerare ca limită de temperatură nu valoarea absolută a temperaturii de refulare pentru treapta a II-a, ci diferența de temperatură $\Delta t = t_{2rs} - t_{1as}$ (t_{1as} — temperatura aerului aspirat de compresor măsurat în dreptul filtrului de aer).

Astfel, în diagramele din figurile 2, 3, 4, 5, 6 și 7 s-au trasat curbele Δt care, la intersecția cu fasciculul de curbe Ω_1/Ω_2 = const., generează punctele de coordonate p și $\dot{V}$, pentru care s-a obținut limita admisibilă a diferenței de temperatură, $\Delta t = 160°C$.

Pentru a se ușura expunerea se definesc următoarele noțiuni :

— „valori limită" — punctele de intersecție în coordonate p, $\dot{V}$ ale fasciculului de curbe Ω_1/Ω_2 = const. cu curba diferenței de temperaturi limită admisibilă (curba Δt);

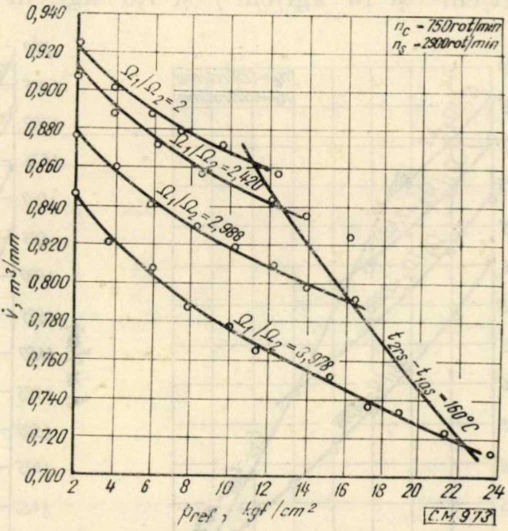


Fig. 3

— „ecart de presiune" — proiecția pe axa presiunilor a porțiunii din curba Δt, limită admisibilă, încadrată între „valorile limită" extreme (generate de intersecția cu curbele Ω_1/Ω_2 minim și maxim).

Din analiza diagramelor prezentate în figurile 2, 3, 4, 5, 6 și 7 rezultă următoarele :

— compresorul poate comprima aerul pînă la presiunea de 28 kgf/cm² corespunzătoare unei construcții cu $\Omega_1/\Omega_2 = 3{,}978$ la turația de 540 rot/min ; debitul livrat de compresor fiind în aceste condiții de $\dot{V} = 0{,}460$ m³/min, temperatura aerului refulat se încadrează în limite admisibile ;

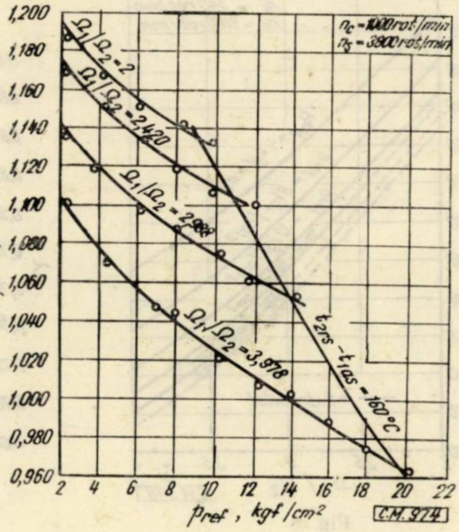


Fig. 4

— intersecţiile dintre curbele $\Omega_1/\Omega_2 =$ const. şi curba Δt — limită admisibilă generează un ecart de presiune de maximum 12 kgf/cm² la turaţia de 540 rot/min (determinat de presiunile de 28 kgf/cm² şi 16 kgf/cm²) şi 7,8 kgf/cm² la turaţia de 1 650 rot/min (determinat de presiunile de 13 kgf/cm² şi 5,2 kgf/cm²) pentru valori ale raportului Ω_1/Ω_2 cuprinse între 2 şi 4 ;

— o scădere bruscă a debitului de aer refulat pentru construcţiile corespunzătoare unor rapoarte $\Omega_1/\Omega_2 = 2 \div 3$ între presiunile de refulare $2 \div 4$ kgf/cm² şi pentru rapoartele $\Omega_1/\Omega_2 = 3 \div 4$ între presiunile de refulare $2 \div 6$ kgf/cm², manifestată şi printr-o creştere accentuată a temperaturii aerului de refulare din treapta I pentru aceste zone de presiuni.

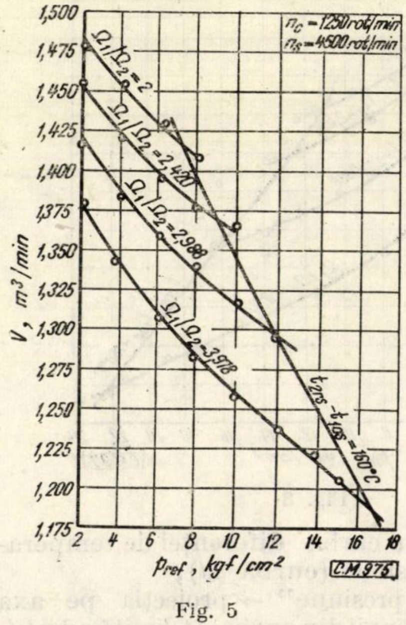


Fig. 5

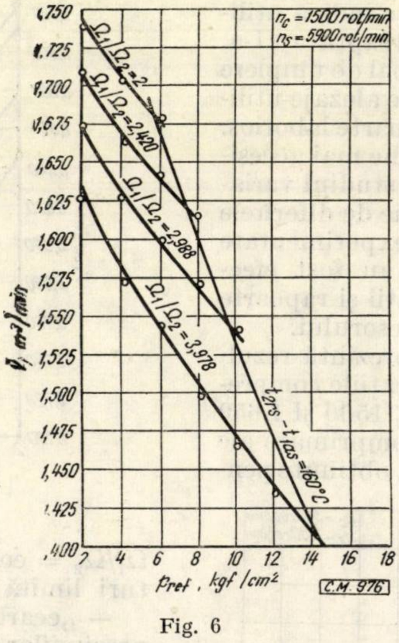


Fig. 6

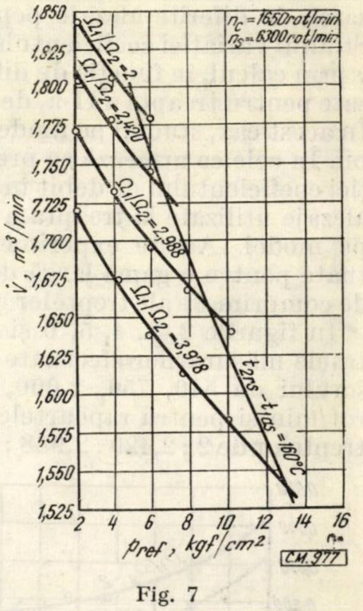


Fig. 7

Tendinţa de înclinare a curbelor Δt, limită admisibilă faţă de axa presiunilor, în sensul micşorării ecartului de presiune cu creşterea turaţiei, se explică printr-o intensificare a regimului termic al compresorului, reflectată şi prin creşterea rapidă a temperaturii aerului refulat. Creşterea turaţiei duce la supraîncălzirea compresorului, datorită înrăutăţirii condiţiilor de răcire şi a măririi vitezelor de scurgere a aerului prin supape.

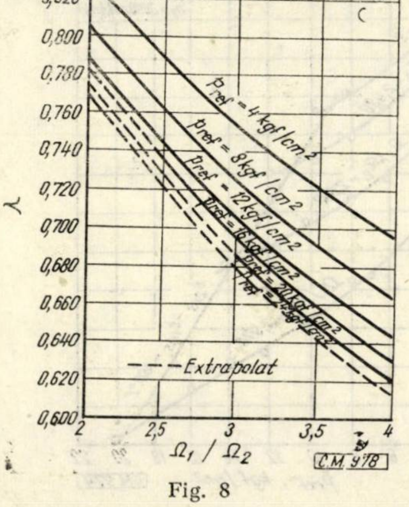


Fig. 8

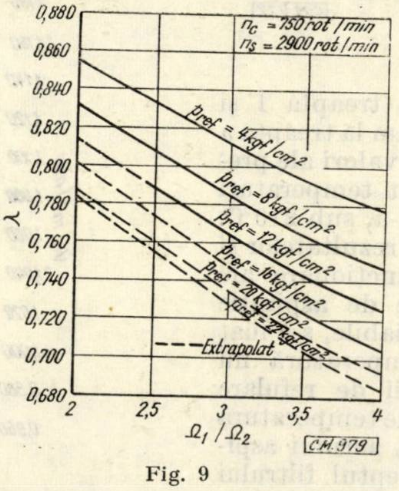


Fig. 9

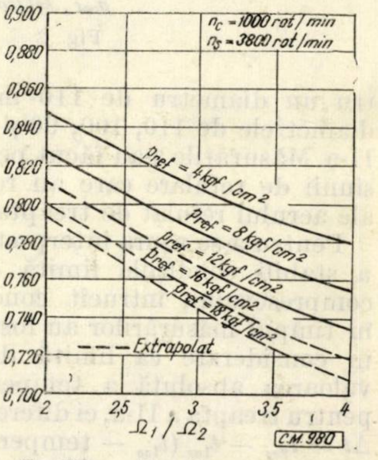


Fig. 10

Se constată o scădere bruscă a debitului de aer refulat de treapta a II-a o dată cu creşterea presiunii de refulare, pînă la valori sub 6 kgf/cm², concomitent manifestîndu-se o accentuată creştere a temperaturii aerului refulat de treapta I. Pentru presiunea de refulare sub 6 kgf/cm², raportul de comprimare a treptei a II-a (π_2) este mult mai mic decît raportul de comprimare a treptei I (π_1), aceasta ducînd la înrăutăţirea condiţiilor de umplere pe treaptă şi, în final, la micşorarea coeficientului de debit a compresorului. Temperatura aerului refulat de treapta I prezintă o creştere accentuată din cauza solicitărilor termice mari la care este supusă treapta în această zonă de presiuni.

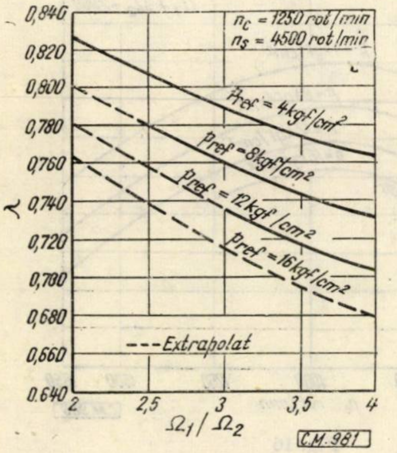


Fig. 11

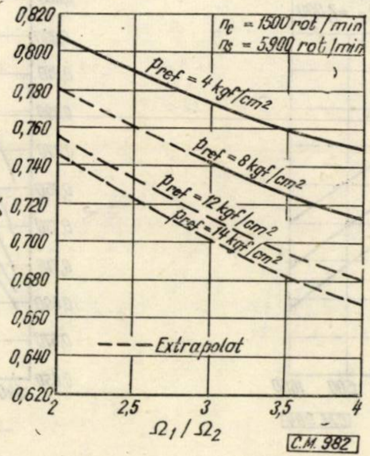


Fig. 12

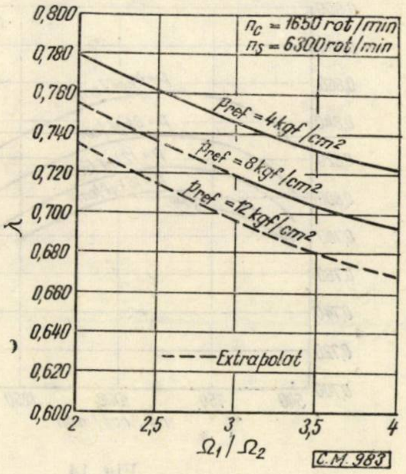


Fig. 13

Pe baza curbelor de debit, s-au putut calcula valorile coeficientului de debit pentru turaţiile, rapoartele volumelor de comprimare şi presiunile indicate în figurile 8, 9, 10, 11, 12, şi 13. În aceste figuri se prezintă variaţia coeficientului de debit în funcţie de raportul de comprimare pentru diferite valori ale presiunii de refulare. Din studiul acestor diagrame rezultă :

— pentru presiuni de refulare între 4 şi 8 kgf/cm² şi la turaţii de antrenare cuprinse între 540 şi 1 650 rot/min, coeficientul global de debit λ variază între 0,856, şi 0,755 pentru raportul $\Omega_1/\Omega_2 = 2$, şi între 0,780 şi 0,693 pentru $\Omega_1/\Omega_2 = 4$;

— pentru presiuni de refulare cuprinse între 8 şi 12 kgf/cm ² la aceleaşi turaţii nominale, coeficientul global de debit variază între 0,832 şi 0,735 pentru raportul $\Omega_1/\Omega_2 = 2$, şi între 0,754 şi 0,645 pentru $\Omega_1/\Omega_2 = 4$.

Se constată că, prin micşorarea raportului volumelor de comprimare, deci prin descărcarea treptei I, se obţin coeficienţi globali de debit mai mari. Aceasta se explică prin realizarea unor rapoarte de comprimare mai mici la treapta I, care conduc în final la diminuarea pierderilor de debit datorită pierderilor de presiune în timpul aspiraţiei şi datorită spaţiului vătămător.

În tabela 1 se prezintă valorile coeficientului global de debit obţinute cu compresorul experimentat, pentru diferite rapoarte de comprimare. S-a calculat procentual diminuarea coeficientului global de debit prin modificarea raportului $\Omega_1/\Omega_2 = 4$ la $\Omega_1/\Omega_2 = 2$ pentru presiunile de refulare de 4, 8, şi 12 kgf/cm² şi la turaţiile cuprinse între 540 şi 1 650 rot/min. În tabela 1 s-au notat : λ_2 — coeficientul global de debit corespunzător unui raport $\Omega_1/\Omega_2 = 2$; λ_4 — coeficientul global de debit corespunzător unui raport $\Omega_1/\Omega_2 = 4$.

Din analiza tabelei 1 rezultă că, pentru presiuni cuprinse între 4 şi 12 kgf/cm² şi la turaţia 540 rot/min, coeficientul global de debit λ_4 se reduce cu 15 — 18 % faţă de coeficientul global de debit λ_2 pentru aceeaşi turaţie, iar la 1 650 rot/min această reducere este de 7 — 9 %.

Tabela 1

p	n	λ_2	λ_1	$\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_2} 100$
4	540	0,828	0,696	15,94
	750	0,856	0,778	9,11
	1 000	0,847	0,780	7,91
	1 250	0,827	0,763	7,74
	1 500	0,809	0,749	7,42
	1 650	0,780	0,722	7,44
8	540	0,803	0,664	17,31
	750	0,832	0,747	10,22
	1 000	0,826	0,754	8,72
	1 250	0,801	0,730	8,86
	1 500	0,781	0,713	8,71
	1 650	0,755	0,693	8,21
12	540	0,788	0,645	18,15
	750	0,814	0,725	10,93
	1 000	0,812	0,734	9,61
	1 250	0,781	0,703	9,99
	1 500	0,756	0,681	9,92
	1 650	0,735	0,668	9,12

Reducerea se explică prin faptul că compresorul fiind în două trepte, fiecare treaptă de comprimare reprezentînd în fond un compresor separat, pierderile de presiune în treapta I influenţează nemijlocit mărimea coeficientului de debit. Dar la valori reduse ale lui Ω_1/Ω_2, presiunea de refulare din treapta I fiind sub 2,5 kgf/cm², pierderile sînt mici. Pentru aceste valori ale presiunii de refulare din treapta I, cu toate că în treapta a II-a raportul de comprimare este mare, pierderile de presiune aproape că nu influenţează coeficientul global de debit, contribuind numai la creşterea presiunii intermediare. O altă cauză a sporirii pierderilor de debit, către rapoartele Ω_1/Ω_2 mari, este şi creşterea coeficientului de încălzire pe treaptă care, în condiţiile de funcţionare a compresorului, influenţează direct valoarea coeficientului de debit, micşorîndu-l o dată cu creşterea raportului de comprimare a treptei I.

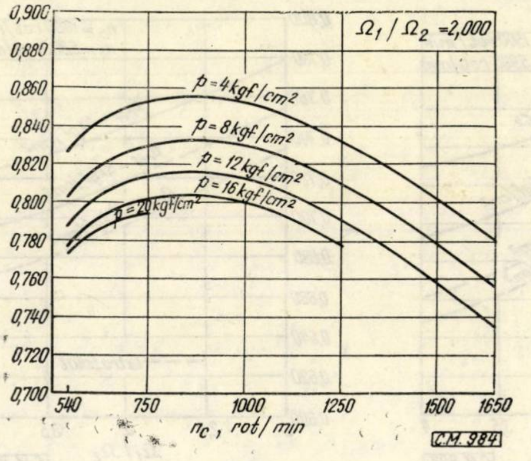


Fig. 14

Se poate afirma că construcţia cu cilindrii egali la ambele trepte ($\Omega_1/\Omega_2 = 2$) favorizează obţinerea de debite sporite, însă la presiuni joase, întrucît la presiuni mari diferenţa de temperatură $\Delta t = t_{2rs} - t_{1as}$ creşte foarte mult, depăşind limita admisibilă impusă de condiţiile de funcţionare.

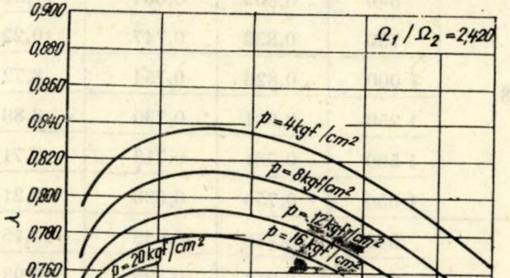


Fig. 15

Analiza influenţei turaţiei asupra coeficientului de debit şi consumului de putere. Din studiul efectuat pe model a rezultat că coeficientul de debit variază în funcţie de turaţie pentru valori ale presiunii de refulare şi ale raportului volumelor de comprimare date. În figurile 14, 15, 16 şi 17 se prezintă variaţia coeficientului de debit în funcţie de turaţie la presiuni de refulare cuprinse între 4 şi 20 kgf/cm² şi rapoartele volumelor de comprimare cuprinse între 2 şi 4. Încercările au fost făcute pe modelul prezentat mai sus. Din analiza diagramelor ridicate pe model se constată că acestea prezintă o porţiune crescătoare avînd maximele cuprinse între turaţiile de 750 şi 1 000 rot/min, urmate de o porţiune coborîtoare la turaţiile peste 1 000 rot/min. Se remarcă că în porţiunea turaţiilor joase (pînă la 750 rot/min) variaţia coeficientului de debit cu turaţia este sensibil mai mare decît în porţiunea turaţiilor ridicate (peste 1 000 rot/min). O dată cu creşterea raportului volumelor de comprimare $\Omega_1/\Omega_2 = 4$, vîrful curbei care determină variaţia coeficientului global de debit λ se deplasează către turaţiile ridicate.

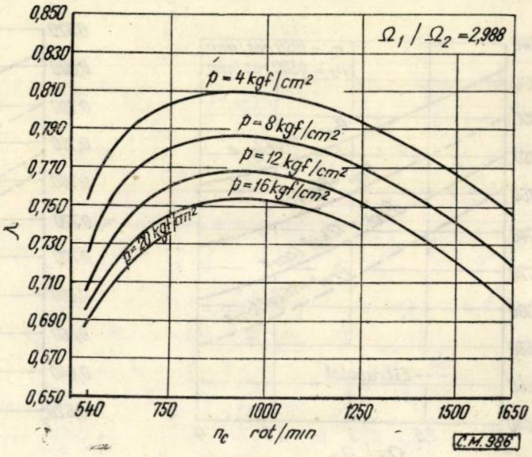


Fig. 16

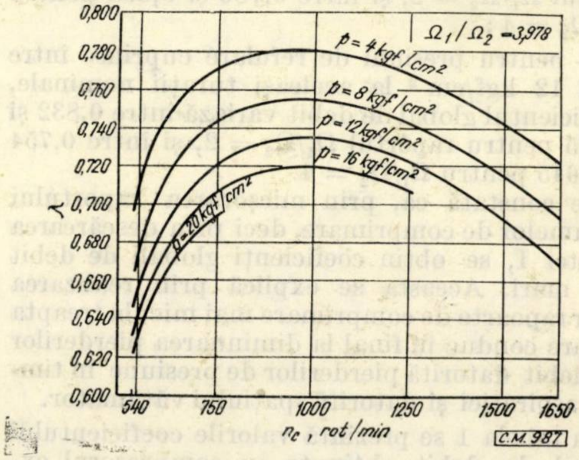


Fig. 17

Se observă că valorile maxime ale lui λ, pentru o presiune de refulare dată, se obţin la raportul volumelor de comprimare $\Omega_1/\Omega_2 = 2$.

Această variaţie a coeficientului de debit în funcţie de turaţie se datoreşte :

— modificării duratei schimbului de căldură a aerului comprimat cu pereţii cilindrilor de comprimare, fapt ce duce la modificare exponentului politropic de destindere, exponent care influenţează valoarea coeficientului de reducere a debitului datorită spaţiului mort λ_t ; o dată cu modificarea duratei schimbului de căldură se observă o modificare şi a coeficientului de încălzire ;

— modificării vitezei de scurgere a aerului şi a pierderilor de presiune, care duc la modificarea coeficientului de reducere a debitului λ_d, ca urmare a reducerii presiunii din cilindru în timpul aspiraţiei.

Din încercările efectuate pe model a rezultat că utilizarea turaţiilor sub 750 rot/min şi peste 1 500 rot/min este neeconomică, deoarece valoarea coeficientului global de debit scade simţitor.

Puterea consumată de compresor este unul dintre indicatorii care caracterizează gradul de economicitate al acestuia. Din această cauză, s-a impus să se studieze felul cum variază acest indicator, în funcţie de diferiţi factori care caracterizează un anumit tip de compresor. Astfel, consumul de putere depinde nu numai de construcţia compresorului, dar în mare măsură este influenţat de turaţia acestuia şi de temperatura uleiului din carter. În figura 18 se prezintă variaţia puterii absorbite de compresor în funcţie de turaţie, la diferite presiuni de refulare. Această variaţie se prezintă pentru un raport al volumelor de comprimare $\Omega_1/\Omega_2 = 2,988$. Se observă, din ambele diagrame prezentate ($N = f(n)$ la p = const. şi $N = f(p)$ la n = const.), că toate curbele sînt continuu crescătoare.

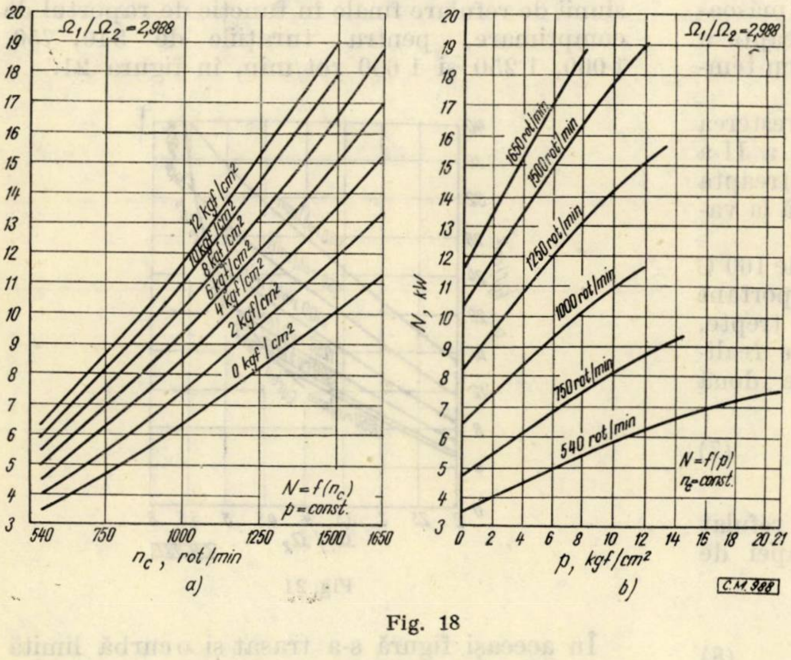


Fig. 18

O orientare mai justă în alegerea construcţiei celei mai economice din punct de vedere al consumului de putere se poate realiza urmărind variaţia puterii specifice consumate N/Q (care reprezintă raportul dintre puterea consumată de compresor la un anumit regim şi debitul de aer refulat) cu turaţia. Astfel, pentru raportul $\Omega_1/\Omega_2 = 2,988$ această variaţie s-a reprezentat în figura 19. Analizînd curbele din această diagramă se constată că există o serie de valori minime pentru puterea specifică comsumată corespunzător unor turaţii cuprinse între 900 şi 1 000 rot/min. Aşa cum era de aşteptat, valoarea puterii specifice creşte brusc către turaţia de 540 rot/min şi se înregistrează creşteri şi către turaţia de 1 650 rot/min, dar mai lente.

Analizînd diagramele din figurile 14, 15, 16 şi 17 şi din figura 19, rezultă că valorile minime ale puterii specifice se situează cam în acelaşi interval de turaţii cu valorile maxime ale coeficientului de debit.

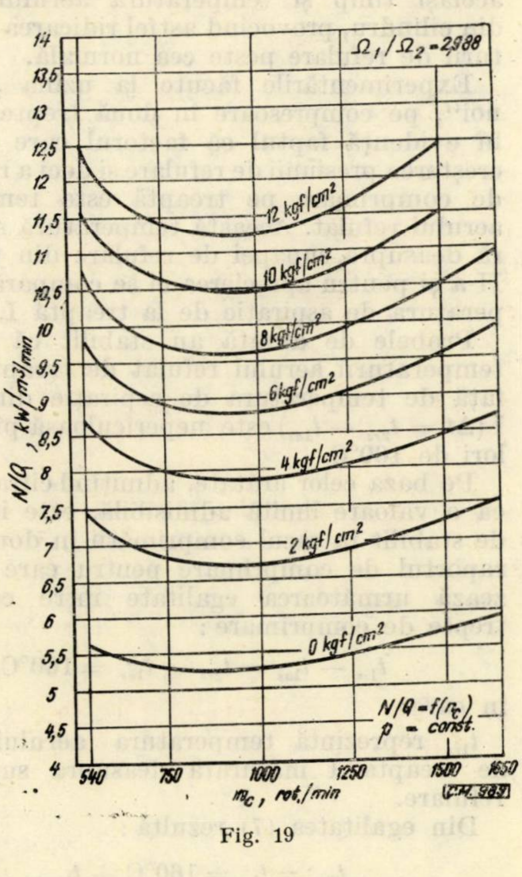


Fig. 19

Determinarea raportului optim al volumelor de comprimare al treptelor în funcţie de necesităţile impuse. Creşterea raportului de comprimare este limitată de valoarea finală a temperaturii aerului t_{2rs}, care nu poate depăşi limita admisibilă din cauza pericolului de incendiu şi explozie.

Cercetările efectuate în acest domeniu au stabilit cauzele şi mecanismul producerii incendiilor şi exploziilor în compresoare, ele fiind considerate urmări ale defecţiunilor sistemului de ungere sau ale supraîncălzirilor exagerate.

S-a observat că prin încălzirea uleiului, în domeniul temperaturilor admisibile $t_{2rs} - t_{1as} = 160°C$, acesta pierde prin evaporare circa 3% din greutate, indiferent de viscozitate, după circa 5 ore de funcţionare continuă a compresorului. Depăşirea valorii diferenţei de temperatură Δt, peste limita admisibilă de 160 °C, creează pericolul apariţiei exploziilor. Astfel, o creştere cu 10°C peste Δt provoacă o accelerare de circa 2—3 ori a procesului de oxidare a depunerilor, care, sub acţiunea aerului cald, duc la apariţia unor produse gazoase combustibile. Se poate ajunge ca aceşti vapori de ulei să atingă, local, procentajul volumetric de autoaprindere a amestecului.

În mod frecvent cele mai multe depuneri se fixează pe supapa de refulare care, în cazul cînd este şi puţin etanşă, face ca în timpul aspiraţiei să pătrundă aerul încălzit de aceste depuneri calde din conducta de refulare şi să ridice în acelaşi timp şi temperatura aerului aspirat, din cilindru, provocînd astfel ridicarea temperaturii de refulare peste cea normală.

Experimentările făcute la uzina „Timpuri noi", pe compresoare în două trepte, au scos în evidenţă faptul că factorul care limitează creşterea presiunii de refulare şi deci a raportului de comprimare pe treaptă este temperatura aerului refulat. Această temperatură se măsoară deasupra supapei de refulare din treapta a II-a şi pentru aprecierea ei se compară cu temperatura de aspiraţie de la treapta I.

Probele de durată au stabilit că creşterea temperaturii aerului refulat de treapta a II-a faţă de temperatura de aspiraţie din treapta I ($\Delta t = t_{2rs} - t_{1as}$) este nepericuloasă pînă la valori de 160°C.

Pe baza celor arătate, admiţînd cifra de 160°C ca o valoare limită admisibilă, este important de stabilit în cazul comprimării în două trepte, raportul de comprimare pentru care se realizează următoarea egalitate între cele două trepte de comprimare:

$$t_{1rs} - t_{1as} = t_{2rs} - t_{1as} = 160°C, \qquad (7)$$

în care:

t_{1rs} reprezintă temperatura aerului refulat de treapta I măsurată deasupra supapei de refulare.

Din egalitatea (7) rezultă:

$$t_{2rs} = t_{1rs} = 160°C + t_{1as}, \qquad (8)$$

unde $t_{1as} \leqslant 50°C$.

Realizînd egalitatea temperaturilor de refulare pe cele două trepte conform relaţiei (8), se pot atinge valorile maxim admisibile ale presiunilor de refulare şi deci posibilitatea de realizare de rapoarte de comprimare, pe treaptă, maxime.

În scopul determinării rapoartelor optime de comprimare care să respecte relaţia (8) s-au trasat curbele prezentate în figura 20. Aceste curbe au fost trasate pe baza măsurărilor efectuate pentru patru rapoarte de comprimare şi şase turaţii ale compresorului experimental.

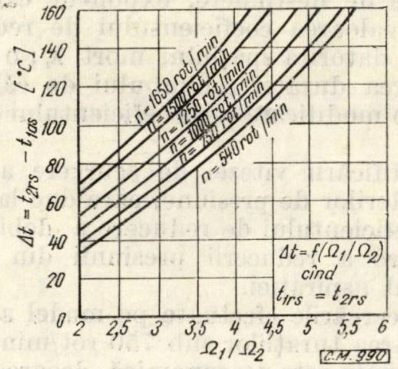


Fig. 20

Se constată că la turaţii cuprinse între 540 şi 1 650 rot/min şi pentru valoarea maximă admisibilă a lui $\Delta t = 160°C$, rapoartele optime ale volumelor de comprimare variază între 4,22 şi 5,60.

Pentru a şti mai bine modul cum trebuie dimensionată construcţia în cazul unei încercări termice egale pe treaptă, conform relaţiei (8), s-au trasat curbele de variaţie ale presiunii de refulare finale în funcţie de raportul de comprimare, pentru turaţiile de 540, 750, 1 000, 1 250 şi 1 650 rot/min, în figura 21.

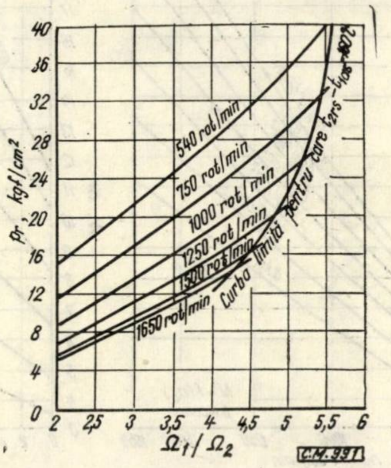


Fig. 21

În aceeaşi figură s-a trasat şi o curbă limită formată din punctele pentru care egalitatea (8) este satisfăcută.

În tabela 2 se prezintă valorile recalculate ale diametrului cilindrului treptei a II-a, corespunzătoare valorilor optime ale rapoartelor volumelor de comprimare care au rezultat din figura 20.

Se menționează că valorile din tabela 2 au fost calculate pentru un diametru al cilindrilor treptei I de $D_I = 110$ mm.

Tabela 2

n	540	750	1 000	1 250	1 500	1 650
Ω_1/Ω_2	5,60	5,40	5,15	4,85	4,50	4,22
D_I	110	110	110	110	110	110
D_{II}	65,7	66,8	68,6	70,8	73,4	75,8
D_{II} propus	66		70		74	
Ω_1/Ω_2 recalculat	5,56		4,94		4,40	
$t_{2rs} - t_{1as}$	158	163	155	163	158	16[illegible]
p_r	40	31	24	20	16	15

Întrucît valorile obținute pentru D_{II} sînt dificil de realizat, s-au propus, în continuarea tabelei, trei diametre (66, 70 și 74) capabile să satisfacă echilibrul termic pe trepte.

Se constată că construcțiile realizate cu doi cilindri de $D_I = 110$ mm la treapta I și un cilindru $D_{II} = 66$, 70 sau 74 mm la treapta a II-a pot realiza presiuni de refulare ale aerului cuprinse între 15 și 40 kgf/cm², la turații cuprinse între 540 și 1 650 rot/min.

Concluzii. Instalațiile moderne care folosesc aer comprimat necesită o gamă extrem de variată de debite și presiuni. Pentru a satisface aceste necesități mereu crescînde, construcția de compresoare ar trebui să tindă la realizarea unor modele care să acopere domenii cît mai largi posibile. Pentru a da posibilitatea ca în exploatare să se utilizeze același compresor în scopuri diferite, care să necesite debite și presiuni variate, trebuie să se realizeze construcții economice care, cu minim de adaptări, să corespundă necesităților.

Astfel, forajul cu aer comprimat necesită, la începutul forării, la suprafață, debite mari și presiuni reduse de aer comprimat, pentru ca la adîncimi mai mari, la același debit, presiunile necesare să crească. Folosirea în acest caz de compresoare diferite pentru a acoperi necesarul de aer comprimat nu ar fi o soluție rentabilă. Utilizarea unui compresor care să realizeze debitele acoperitoare, la presiunile de refulare necesare, ar constitui varianta cea mai economică pentru exploatare. Acest lucru ar fi posibil prin utilizarea unui compresor cu cilindri schimbabili la treapta a II-a.

Astfel, apare posibilitatea livrării o dată cu agregatul compresor și a unui set de cilindri, pistoane și segmenți diferiți pentru treapta a II-a, în funcție de necesitățile solicitate de beneficiar.

În final, trebuie menționat că modificarea alezajului treptei a II-a, astfel ca pe același compresor să se obțină, la valori constante ale turației, presiuni de refulare diferite, implică numeroase studii și cercetări îndeosebi asupra comportării supapelor.

Lucrarea de față, prin prezentarea experimentărilor făcute pe model, a urmărit să demonstreze posibilitatea de ridicare a presiunii de refulare pînă la 40 kgf/cm², prin modificări constructive corespunzătoare ale tipurilor actuale de compresoare realizate de uzina „Timpuri noi“.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Veinberg, B. S.* Compresoare cu piston pentru mașini frigorifice. Moscova, Mașinostroienie, 1965.

[2] *Stamatescu, C.* Compresoare volumice. București, Ed. tehnică, 1965.

[3] *Cosoroabă, V. și Oprea, N.* Studiul domeniului funcțional al compresorului cu piston. In : Construcția de Mașini, nr. 9, 1966.

[4] *Oprea, N., Hovnanian, V. și Buddenhagen, V.* Metodă grafică pentru determinarea debitului compresoarelor. In : Construcția de Mașini, nr. 7, 1967.

[5] *Cosoroabă, V.* Ungerea compresoarelor de aer cu piston și evitarea pericolelor de incendii și explozii. In : Construcția de Mașini, nr. 6, 1963.

[6] *Pitsche, H. J.* In : Revue universelle des mines, de la métallurgie, des travaux publics, des sciences, nr. 6, 1954.

[7] *Borisenko, K. S.* In : Bezopasnost truda v promîslennosti, nr. 3, 1958.

CZ 667.637.27 : 667.7 : 669.715

Studiul protecției aluminiului cu vopsele moderne în medii agresive

Mircea MANOLACHE, Dumitru RĂILEANU, Mihai TEODORESCU și Olga MITOȘERIU *

În scopul studierii posibilității protecției aluminiului și aliajelor sale prin vopsire cu pelicule moderne, cum sînt cele pe bază de rășini sintetice, s-a propus ca pe cale experimentală să se tragă concluzii practice atît prin încercări în condiții acvatice, cît și în condiții atmosferice. În cele ce urmează se prezintă rezultatele obținute în atmosfere marine și industriale după trei ani de expunere.

S-au experimentat douăsprezece tipuri de vopsele cu caracter de emailuri anticorosive care sînt prezentate împreună cu compozițiile lor chimice și cu unele proprietăți fizice în tabela 1.

Obiectul urmărit fiind experimentarea protecției aliajelor de aluminiu, în cadrul încercărilor au fost folosite două tipuri de aliaje mai curent utilizate la construcții care trebuie să reziste în medii atmosferice agresive : aluminiu de puritate tehnică Al 99,5 și aluminiu aliat cu magneziu de tipul AlMg 3.

S-au folosit plăci de 250—100 mm suprafață debitate din table laminate de 2 mm grosime, calitatea 1/2 tare.

Pentru cercetarea unor scheme complete de protecție, care să permită stabilirea unor condiții mai bune de aderență, ca și eventuala mărire a eficacității protecției, s-au elaborat probele metalice în patru variante de pregătire a suprafețelor : fără o pregătire specială ; oxidate anodic și pasivizate prin fierbere în soluție de bicromat de potasiu ; pasivizate prin aplicarea unui grund reactiv de fosfatare G404—50 (tip WP—1) ; oxidate anodic și pasivizate prin aplicarea unui grund reactiv de fosfatare G404—50.

Toate probele metalice, în cele patru variante de pregătire a suprafețelor, au fost supuse unei curățări îngrijite pe cale chimică, prin degresare în soluție de sodă caustică și prin tratare în soluție de acid azotic, în condițiile prescrise de literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [5].

Oxidarea anodică a fost executată în soluție de acid sulfuric, în conformitate cu indicațiile generale [1], [3], [4], [5], iar pasivizarea, prin aplicare de grund reactiv de fosfatare, conform literaturii [3], [6], [7].

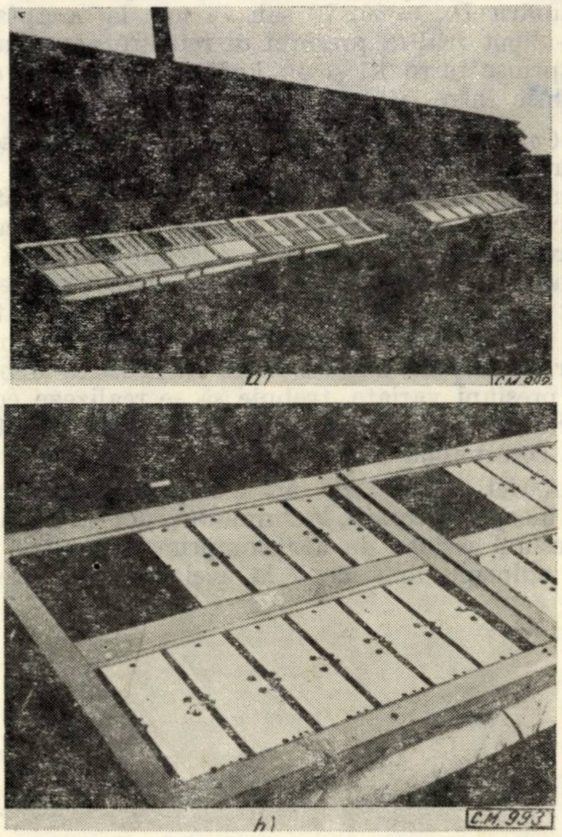
Schemele de protecție prezentate în tabela 2 au fost aplicate în același mod și în același număr de straturi pe ambele tipuri de aliaje și pentru toate cele patru variante de pregătire a suprafețelor.

Toate vopselele au fost aplicate cu pensula, în straturi subțiri (normale) preferîndu-se la nevoie mai mult de două straturi, cu uscări intermediare, decît straturi groase [8].

Deși prescripțiile de utilizare prevăd, în unele cazuri, un număr destul de mic de ore pentru uscare completă în aer liber (tabela 1), pentru toate vopselele încercate s-au lăsat 24 ore și uneori mai mult, între aplicările diferitelor straturi.

Aplicarea unui strat prealabil de miniu de plumb (G355—4) pentru unele vopsele (tabela 2) s-a făcut ca urmare a indicațiilor exprese de folosire a respectivelor pelicule anticorosive.

Condiții de încercare. Pentru efectuarea experimentărilor au fost alese două medii atmosferice diferite, și anume : atmosferă marină, la malul Mării Negre, în rada portului Mangalia ; atmosferă industrială severă, pe acoperișul halei de laminare de la Uzina de tablă subțire — Galați.



Probele au fost fixate în cadre de lemn (prin rezemare la capete) care au fost așezate în poziție înclinată la circa 45° cu fața spre sud (fig. 1).

---

* În colaborare cu ing. Constantin Brumă de la Secția fabricație vopsele-Galați și ing. Constantin Olaru de la U.M. 2150—Mangalia.

Tabela 1

Nr. crt.	Denumirea produsului	Simbol	Compoziţi		Timp de uscare, h	Rezistenţa la apă, după 24 ore
			componenţii	părţi în greutate		
1	Email alb poliuretanic	E106-301	I. desmofen 800 desmofen 1100 soluţie movital 20% bioxid de titan ciclohexanonă toluen II. desmodur L toluen	55 135 66 370 240 15 881 750 250 1 000	24	neschimbată
2	Email vernil copolimer acrilic	E524-200	lac pe bază de copolimer pastă verde barită	320 300 380 1 000	1	neschimbată
3	Email vernil perclorvinilic	E524-71	lac perclorvinilic L004-71 pastă verde barită lac perclorvinilic L004-71 xilen acetat de butil acetonă raport 1 :1	399 330 271 1 000 180 370 380 120 1 000	2	neschimbată
4	Lac epoxidic de gudron negru	L906-50	lac epoxi L006-50 gudron huilă toluen butanol urezit	550 330 90 30 23 1 025	24	—
5	Email verde epoxidic	E526-50	lac epoxi L006-50 urezit bioxid de titan barită microcristalină verde oxid toluen butanol	600 35 100 50 200 40 20 1 045	24	—
6	Email alb epoxidic	E106-1	lac de bază LR8 de răşină rezinat Co, Pb sicativ bioxid de titan toluen	580 30 390 50 1 050	24	după 8 ore rezistenţa apare neschimbată
7	Email alb alchidic	E105-10	lac de bază oxid de zinc bioxid de titan xilen sicativ	660 260 80 40 13 1 053	12	neschimbată
8	Email galben alchidic	E405-10	lac de bază oxid de zinc bioxid de titan galben crom oxid galben de fier solvent sicativ	660 260 80 1 2 40 13 1 056	12	neschimbată

(continuare tabela 1)

Nr. crt.	Denumirea produsului	Simbol	Compoziții componenți	 părți în greutate	Timp de uscare, h	Rezistența la apă după 24 ore
9	Email azur alchidic	E635-20	lac de bază oxid de zinc bioxid de titan albastru fier white-spirt sicativ	600 310 65 30 20 10	12	neschimbată
				1 035		
10	Email verde alchidic	E535-6	lac de bază verde crom galben crom oxid de zinc barită sicativ	650 120 83 80 111 3	24	—
				1 047		
11	Email alb clorcauciuc	E-109-1	lac incolor L009-2 bioxid de titan difenil clorurat (clophen) tricrezil fosfat xilen	780 171 53 13 38	24	neschimbată
				1 055		
12	Email roșu clorcauciuc	E389-101	lac incolor L009-2 pigment difenil clorurat tricrezil fosfat xilen	700 250 50 10 50	24	neschimbată
				1 060		

Tabela 2

Tipul vopselei	Grund de vopsea prealabil	Număr de straturi de email aplicate	Gradul de dificultate la aplicare	Uniformitatea depunerilor straturilor	Alte observații
E106—301	—	3	mediu	se acoperă uniform după al doilea strat	—
E524—200	—	2	ușor	se depune uniform	pelicula slabă sensibilă la atingeri
E524—71	—	3	greu	se depune uniform, dar straturile suprapuse dizolvă pe cele anterioare	pelicula rezistentă mecanic, dar foarte solubilă în solvenți pentru vopsele
L906—50	—	3	ușor	se depune uniform	pelicula rezistentă mecanic
E526—50	—	2	ușor	se depune uniform	—
E106—1	—	3	ușor	se depune uniform, dar straturile suprapuse dizolvă pe cele anterioare	
E105—10	un strat miniu de plumb G 355-4	3	ușor	se depune uniform	pelicula este slabă după prima vopsire
E405—10	un strat miniu de plum G 355-4	3	mediu	se acoperă uniform după al doilea strat	—
E635—20	un strat miniu de plumb G 355-4	2	foarte ușor	uniform	—
E535—6	un strat miniu de plumb G 355-4	2	ușor	uniform	—
E109—1	un strat miniu de plumb G 355-4	3	pe plăcile cu grund reactiv WP-1 se dă greu (miniu de plumb se umflă)	se depune destul de uniform	—
E389—101	un strat miniu de plumb G 355-4	2	ușor	uniform	—

Din fiecare tip de pregătire a suprafeţei, din fiecare calitate de aliaj şi din fiecare tip de vopsea anticorosivă, au fost expuse cîte două plăci pentru a elimina pe cît posibil influenţele accidentale. În total au fost expuse cîte 192 piese în fiecare tip de atmosferă.

Probele au fost expuse la sfîrşitul lunii noiembrie 1964, deci cu patru ani în urmă şi rămîn în continuare pînă la degradarea şi a peliculelor mai rezistente.

Probele au fost verificate periodic la intervale de 3—6 luni.

Rezultatele încercărilor. Rezultatele prezentate se referă la cercetările făcute în decurs de trei ani, deci constituie numai concluziile acestei perioade de timp, urmînd ca după degradarea definitivă a peliculelor de protecţie să se tragă concluziile totale.

Deşi cîteva probe s-au pierdut (datorită unor întîmplări neprevăzute), s-au putut stabili totuşi rezultate concrete asupra comportării schemelor de protecţie dispunînd de observaţii făcute prin control periodic, precum şi de probe suficiente ca număr şi chiar ca variante.

Pentru aprecierea eficacităţii schemelor de protecţie s-au ales criterii calitative şi cantitative, acordîndu-se coeficienţi ponderali în spiritul celor prezentate în lucrarea [9].

Pentru criteriile calitative s-au avut în vedere diferitele proprietăţi ale peliculelor protectoare, şi anume : proprietăţi de protecţie anticorosivă (în medii atmosferice), proprietăţi mecanice şi proprietăţi decorative.

În acest scop s-au luat în considerare o serie de aspecte caracteristice care pun în evidenţă proprietăţile indicate. Pentru a le caracteriza şi cantitativ li s-a acordat un anumit punctaj, care variază după importanţa tehnică a fiecăreia dintre ele, şi a cărei valoare maximă, indicată în cele ce urmează, reprezintă comportarea cea mai bună : atacul suprafeţei — 100, mărimea defectelor — 100, oxidare — 50, băşicare — 10, exfoliere — 10, fisurare — 10, rezistenţă la frecare — 10, cretare — 10, schimbarea luciului — 10, decolorare — 10 ; deci pentru lipsa oricărui defect — 320.

Pentru a caracteriza diferitele stări ale atacării suprafeţei, aprecierea a fost următoarea : suprafaţa complet neatacată — 100 ; suprafaţa atacată 0,5—1% — 80 ; suprafaţa atacată 1—5% — 60 ; suprafaţa atacată 5—15% —40 ; suprafaţa atacată 15—40%—20 ; suprafaţa atacată peste 50% — 0.

Pentru a caracteriza prezenţa şi mărimea defectelor s-a acordat următorul punctaj : lipsa oricărui defect — 100 ; defecte vizibile cu lupa 2 × —80 ; defecte vizibile cu diametrul pînă la 1 mm — 60 ; defecte vizibile cu diametrul cuprins între 1 şi 2 mm — 40 ; defecte vizibile cu diametrul cuprins între 2 şi 3 mm — 20 ; defecte vizibile cu diametrul peste 3 mm — 0.

Pentru a caracteriza oxidarea s-a avut în vedere lipsa oxidării —50 şi prezenţa oxidării —0.

Pentru a aprecia şi celelalte aspecte amintite se precizează următoarele : pentru lipsa de băşicare, exfoliere, fisurare, rezistenţă la frecare, cretare, schimbarea luciului şi decolorare se acordă cîte 10 puncte pentru fiecare în parte.

Cînd una dintre ele este abia amorsată i se acordă cinci puncte.

Cînd intervine unul dintre defectele amintite i se acordă 0 puncte.

În tabela 3 se indică modul de comportare a celor 12 tipuri de pelicule protectoare experimentate pe baza criteriilor arătate, fiind prezentate punctajele totale şi valoarea lor procentuală (în raport cu punctajul maxim de 320 care s-ar putea realiza) pentru toate cazurile specifice luate în cercetare. Din examinarea acestei tabele reiese că cele mai mari procentaje, deci şi cea mai bună comportare, o prezintă emailul poliuretanic (E106—301) în ambele medii, emailul epoxidic alb (E106—1) în atmosferă industrială şi emailul alchidic galben (E405—10) în atmosferă marină.

Cele mai mici procentaje, deci comportarea cea mai slabă, prezintă emailul perclorvinilic (E524—71) în ambele atmosfere, lacul epoxidic de gudron (L906—50) mai ales în atmosfera marină, precum şi emailul epoxidic verde (E526 — 50) în ambele atmosfere. De asemenea se poate considera că prezintă comportare tot slabă emailul de clorcauciuc roşu (E389—101) în ambele atmosfere.

Celelalte emailuri se află într-o situaţie mijlocie.

Pentru o apreciere mai riguroasă a calităţilor protectoare ale diferitelor tipuri de vopsele (indiferent de modul de pregătire a suprafeţelor metalice), s-a întocmit tabela 4 în care se prezintă degradările suferite de fiecare vopsea.

Din tabelă se desprind cîteva aspecte care merită a fi menţionate. Astfel, predomină următoarele tipuri de degradări : în atmosferă marină exfoliere şi rezistenţă scăzută (cedare) la frecare şi, în măsură mai mică, fisurare şi decolorare ; în atmosferă industrială fisurare şi rezistenţă scăzută (cedare) la frecare şi, în măsură mai mică, exfoliere, băşicare şi cretare.

Abstracţie făcînd de schimbarea luciului şi de decolorare, care nu au importanţă pentru protecţie, cele mai numeroase cazuri de defecte, indiferent de modul de pregătire a bazei metalice, le prezintă : emailul perclorvinilic (E524—71), emailul clorcauciuc alb (E109—1), emailul clorcauciuc roşu (E389—101), lacul epoxidic de gudron (L906—50) şi emailul copolimer acrilic (E524—200).

Cele mai puţine defecte au fost observate la emailul poliuretanic, acesta distanţîndu-se total de celelalte vopsele.

Tabela 3

Modul de protecție		Atmosferă marină				Atmosferă industrială			
		$AlMg_3$		Al 99. 5		$AlMg_3$		Al 99.5	
tipul vopselei	pregătirea suprafeței	punctaj total	evaluare procentuală	punctaj total	evaluare procentuală	punctaj total	evaluare procentuală	punctaj total	evaluare procentuală
Email poliuretanic	nepregătită	320	100	140	43,8	320	100	280	87,5
	oxidată anodic	320	100	320	100	310	97	320	100
	cu grund reactiv	320	100	320	100	260	81,2	320	100
	oxidată anodic și cu grund reactiv	320	100	200	62,5	320	100	320	100
Email copolimer acrilic	nepregătită	315	98,4	315	98,4	210	65,6	· 200	62,5
	oxidată anodic	205	64,2	205	64,2	270	84,4	200	62,5
	cu grund reactiv	205	64,2	80	80	210	65,6	250	78,2
	oxidată anodic și cu grund reactiv	315	98,4	320	100	230	72	180	56,3
Email perclorvinilic	nepregătită	210	65,6	185	61	lipsă	—	lipsă	—
	oxidată anodic	205	64,2	155	48,4	150	46,9	240	75
	cu grund reactiv	300	93,8	155	48,4	240	75	240	75
	oxidată anodic și cu grund reactiv	210	65,6	95	29,7	245	76,6	180	56,3
Lac epoxidic de gudron	nepregătită	50	15,6	270	84,4	lipsă	—	lipsă	—
	oxidată anooic	100	31,2	270	84,4	315	98,4	315	98,4
	cu grund reactiv	50	15,6	120	37,5	320	100	185	57,8
	oxidată anodic și cu grund reactiv	140	43,8	270	84,4	170	53,2	250	78,2
Email epoxidic verde	nepregătită	210	65,6	295	92,3	170	53,2	120	37,5
	oxidată anodic	210	65,6	320	100	320	100	210	65,6
	cu grund reactiv	170	53,2	110	34,4	lipsă	—	lipsă	—
	oxidată anodic și cu grund reactiv	170	53,2	320	100	320	100	lipsă	—
Email epoxidic alb	nepregătită	270	84,4	270	84,4	310	97	310	97
	oxidată anodic	320	100	190	49,3	310	97	315	98,4
	cu grund reactiv	295	92,3	295	92,3	300	93,8	315	98,4
	oxidată anodic și cu grund reactiv	320	100	285	89,1	315	98,4	315	98,4
Email alchidic alb	nepregătită	220	68,8	285	89,1	240	75	200	62,5
	oxidată anodic	185	57,8	310	97	240	75	240	75
	cu grund reactiv	285	89,1	285	89,1	lipsă	—	lipsă	—
	oxidată anodic și cu grund reactiv	285	89,1	240	75	lipsă	—	lipsă	—
Email alchidic galben	nepregătită	290	90,7	320	100	240	75	230	72
	oxidată anodic	320	100	320	100	240	75	260	81,2
	cu grund reactiv	295	92,3	320	100	240	75	lipsă	—
	oxidată anodic și cu grund reactiv	295	92,3	320	100	lipsă	—	240	75
Email alchidic azur	nepregătită	320	100	320	100	200	62,5	240	75
	oxidată anodic	250	78,2	250	78,2	290	90,7	310	97
	cu grund reactiv	320	100	170	53,2	lipsă	—	lipsă	—
	oxidată anodic și cu grund reactiv	270	84,4	320	100	lipsă	—	lipsă	—
Email alchidic verde	nepregătită	270	84,4	250	78,9	315	98,4	310	97
	oxidată anodic	220	68,8	320	100	310	97	310	97
	cu grund reactiv	320	100	320	100	310	97	lipsă	—
	oxidată anodic și cu grund reactiv	310	97	320	100	190	49,3	lipsă	—
Email clorcauciuc alb	nepregătită	320	100	100	31,2	290	90,7	240	75
	oxidată anodic	320	100	320	100	235	73,4	250	78,2
	cu grund reactiv	320	100	240	75	240	75	250	78,2
	oxidată anodic și cu grund reactiv	160	50	320	100	295	92,3	210	65,6
Email clorcauciuc roșu	nepregătită	110	34,4	270	84,4	230	72	180	56,3
	oxidată anodic	230	72	245	76,6	290	90,7	240	75
	cu grund reactiv	315	98,4	130	40,6	lipsă	—	lipsă	—
	oxidată anodic și cu grund reactiv	320	100	320	100	250	78,2	lipsă	—

Tabela 4

Aliajul	Denumirea vopselei	Atmosferă marină							Atmosferă industrială						
		Băşicare	Exfoliere	Fisurare	Rezistenţă la frecare	Cretare	Schimbare luciu	Decolorare	Băşicare	Exfoliere	Fisurare	Rezis. tenţă la frecare	Cretare	Schimbare luciu	Decolorare
AlMg$_3$	Email poliuretanic										—	=			
	Email copolimer acrilic				=			=		—	—	=			
	Email perclorvinilic			—	=		=			·=	·=	·=			
	Lac epoxi gudron		≡		≣					·—		·—			
	Email epoxi verde		≡							·—					
	Email epoxi alb				=					—		≡			
	Email alchidic alb		—	≡		—		≣			·=	·=			
	Email alchidic galben			=							·≡	·≡			
	Email alchidic azur		=								·—	·=			
	Email alchidic verde		=					—		—	≡				
	Email clorcauciuc alb		—	—							≡	=	—		
	Email clorcauciuc roşu		—		=					·—	·—	·≡			
Al 99,5	Email poliuretanic		=	—											
	Email copolimer acrilic		=					—	≡	=	=	—			
	Email perclorvinilic		≣	—	≣		=			·=	·—	·≡	·=		·=
	Lac epoxi de gudron		—		≣					·—		·—			
	Email epoxi verde		=						—	=	=	=			
	Email epoxi alb	—	=	—	—							≡			
	Email alchidic alb			=				≡			·=	·—	·=		·=
	Email alchidic galben								·—		·≡	·=	·—		
	Email alchidic azur		=						·—			·=			
	Email alchidic verde		—									·=			
	Email clorcauciuc alb		=	=					—	—	≡		=		—
	Email clorcauciuc roşu		≡		—				·—	·—	·—	·=	·—		

Observaţii :
- Liniile arată frecvenţa defectului, indiferent de tipul de pregătire al suprafeţei.
- Punctele arată că pentru cazurile respective s-au pierdut o parte din probe.

Majoritatea vopselelor prezintă tendinţe preferenţiale pentru degradări, şi anume :

— pentru fisurare şi exfoliere : emailul perclorvinilic (E524—71), emailul clorcauciuc alb (E109—1), emailul clorcauciuc roşu (E389 — 101), emailul copolimer acrilic (E524—200) ;

— pentru exfoliere directă, fără fisurări sau băşicări semnificative pînă în prezent : lacul epoxidic de gudron (L906—50), emailul epoxidic verde (E526 — 50), emailul alchidic verde (E535—6) ;

— pentru fisurare, fără exfolieri remarcabile pînă în prezent : emailul alchidic alb (E105 — 10), emailul alchidic galben (E405—10) ;

— fără o tendinţă preferenţială remarcabilă pînă în prezent : emailul poliuretanic (E106 — 301), emailul epoxidic alb (E106—1) şi emailul alchidic azur (E535-20).

Pentru o apreciere mai concretă a influenţei modului de pregătire a suprafeţelor metalice s-a întocmit tabela 5, care cuprinde mediile punctajelor totale realizate de cele 12 tipuri de vopsele pe ambele feluri de aliaje la un loc.

Tabela 5

Modul de pregătire a suprafeţelor metalice	Atmosfera	
	marină	industrială
Nici o pregătire specială	249	242
Oxidare anodică	254	270
Pasivizare cu grund reactiv G404-50	239	262
Oxidare anodică şi pasivizare cu grund reactiv G404-50	270	248

Se observă că în atmosfera marină cele mai bune rezultate s-au obţinut pe plăcile care au fost oxidate anodic şi pasivizate cu grund reactiv de fosfatare, iar în atmosfera industrială pe cele care au fost numai oxidate anodic.

Este evident că rolul determinant în această privinţă îl are pregătirea prin oxidare anodică, creîndu-se în acest fel atît o protecţie suplimentară foarte importantă, cît şi un suport poros deosebit de valoros pentru aderenţa vopselelor la suprafeţele metalice.

Grundul reactiv de fosfatare, deşi creează de asemenea un supliment de protecţie şi de aderenţă, nu prezintă aceeaşi constanţă ca oxidarea anodică.

Se pare că, în timp ce în atmosfera industrială conferă un supliment de protecţie, probele pregătite numai prin pasivizare cu grund reactiv fiind pe al doilea loc ca punctaj, în atmosferă marină nu ajută cu nimic, probele pregătite numai cu grund reactiv fiind pe ultimul loc ca punctaj.

Varianta fără nici o pregătire specială a suprafeţelor metalice a dat rezultate la fel de slabe, practic, în ambele atmosfere, şi nu este de recomandat.

Concluzii. După trei ani de expunere în cele două medii atmosferice, se pot trage cîteva concluzii practice privind protecţia materialelor de aluminiu nealiate sau aliate cu magneziu.

Astfel, cele mai bune rezultate dau emailul alb poliuretanic (E106—301) în ambele atmosfere, emailul galben alchidic (E405—10) în atmosferă marină şi emailul alb epoxidic (E106—1), în atmosfera industrială.

Cele mai slabe rezultate dau emailul vernil perclorvinilic (E524—71) în ambele atmosfere, lacul epoxidic de gudron negru (L906—50), mai ales la atmosferă marină, şi emailul epoxidic verde (E526—50).

De asemenea, se mai poate considera că au dat rezultate evident slabe emailurile alb şi roşu de clorcauciuc (E109—1) şi (E389—101) şi emailul vernil de copolimer acrilic (E524—200), datorită frecvenţei ridicate a degradărilor pe care le prezintă.

Celelalte vopsele se află într-o situaţie intermediară.

Pregătirea cea mai corespunzătoare a suprafeţelor metalice, pentru aceste feluri de aliaje, este oxidarea anodică. Aplicarea unui strat de grund reactiv de fosfatare nu s-a dovedit a fi în mod consecvent folositoare ; în atmosferă marină — cel puţin — duce la cheltuieli suplimentare inutile, iar în atmosferă industrială severă se pare că probele pregătite prin oxidare anodică şi pasivizare cu grund reactiv de fosfatare dau rezultate mai slabe decît cele pregătite prin oxidare anodică, dar nepasivizate cu acest fel de grund.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Uhlig, H. H.* The Corrosion Handbook. New York, John Wiley and Sons, 1963.

[2] *Champion, F. A.* Corrosion Testing Procedures. London, Champan and Hall.

[3] * * * Spravocinik po lakokrasocinîm poktrîtiam v maşinostroenii. Moscova, Maşinostroenie, 1964.

[4] *Iampolski, A. M.* Protecţia metalelor contra coroziunii. Timişoara, Editura, tehnică, 1950.

[5] *Etienne, C., Flussin, F.* Les traitements de surface de l'aluminium et de ses alliages. În : Revue de l'aluminium, nr. 239, 1957, p. 89—98.

[6] *Bary, Y.* Straturi de fosfatare ca bază pentru aplicarea lacurilor. În : Coroziunea şi protecţia suprafeţelor, nr. 2, 1958, p. 44— 45.

[7] *Nedey, G.* L'utilisation des washprimers pour la protection des métaux contre la corrosion. În : Revue de l'aluminium, nr. 277, 1960, p. 751—759.

[8] *Von Oetern, K. A.* Importanţa grosimii stratului de vopsea în protecţia împotriva coroziunii. În : Coroziunea şi protecţia suprafeţelor, nr. 7, 1962, p. 441—444.

[9] *Metz, R.* Metoda coeficienţilor ponderali pentru aprecierea şi clasificarea peliculelor de lacuri şi vopsele expuse la intemperii. În : Buletinul tehnico-informativ al L.C.C.L.C., nr. 12 (2—1966), p. 71—83.

CZ 621.824-755

Echilibrarea dinamică pe porţiuni a arborilor pe mai multe lagăre

Ion COŞEREANU şi Ion DEUTSCH

Asupra fiecărui element în mişcare variată, din structura unui agregat sau maşină, acţionează forţe de inerţie care produc reacţiuni suplimentare în legături. Presiunile dinamice produse au o variaţie periodică, la fel ca şi forţele de inerţie care le-au produs, periodicitatea coincizînd cu ciclul cinematic sau energetic al maşinii.

Forţele de inerţie dezvoltate produc în cuplele cinematice forţe suplimentare precum şi tensiuni suplimentare care depăşesc, în majoritatea cazurilor, cu mult pe cele dezvoltate de forţele statice.

Eliminarea tuturor efectelor dăunătoare ale forţelor de inerţie se poate obţine atît printr-o repartizare judicioasă a maselor elementare, cît şi prin folosirea unor mase adiţionale numite contragreutăţi. Această operaţie este cunoscută în tehnică sub denumirea de echilibrarea maselor maşinii.

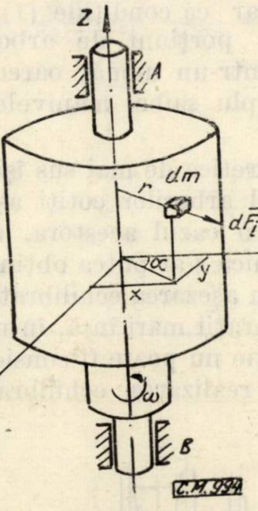


Fig. 1

Dacă elementele structurii execută o mişcare de rotaţie cu axă fixă, atunci se poate realiza totdeauna o echilibrare în interiorul structurii. Acesta este şi cazul arborilor drepţi sau cotiţi.

În figura 1 se consideră un arbore oarecare sprijinit pe două lagăre, raportat la un sistem de referinţă triortogonal $OXYZ$. Într-o mişcare de rotaţie uniformă, cu viteza unghiulară ω în dreptul maselor dm ale elementelor, apar forţe de inerţie $dF_i = -r\omega^2\, dm$ situate în plane paralele cu planul XOY. Arborele este echilibrat dacă torsorul acestor forţe de inerţie este nul. Această condiţie se realizează dacă componentele rezultantei şi a momentului rezultant, în lungul axelor OX şi OY, sînt egale cu zero:

$$F_{ix} = \int dF_{ix} = \omega^2 \int x\, dm = 0\,;$$

$$F_{iy} = \int dF_{iy} = \omega^2 \int y\, dm = 0\,; \qquad (1)$$

$$M_{ix} = \omega^2 \int yz\, dm = -\,\omega^2 J_{yz} = 0\,;$$

$$M_{iy} = \omega^2 \int xz\, dm = \omega^2 J_{xz} = 0.$$

Aceste condiţii trebuie să fie satisfăcute pentru orice valoare a lui ω pentru ca să se realizeze echilibrarea. Primele două relaţii arată că centrul de greutate al arborelui trebuie să se afle pe axa de rotaţie Oz. Din ultimele două relaţii rezultă că axa de rotaţie Oz trebuie să fie axă principală centrală de inerţie, spre exemplu o axă de simetrie.

Dacă un corp în mişcare de rotaţie are centrul de greutate pe axa de rotaţie Oz, atunci se spune că s-a realizat o echilibrare statică. Dacă sînt realizate toate condiţiile (1), deci corpul se roteşte în jurul unei axe principale centrale de inerţie, atunci se realizează o echilibrare dinamică.

Dacă masele în mişcare de rotaţie se află într-un singur plan paralel cu planul xOy, atunci situarea centrului de greutate pe axa de rotaţie este suficientă pentru asigurarea echilibrului dinamic. În cazul cînd masele sînt situate în plane diferite (spre exemplu cazul arborilor cotiţi), atunci respectarea tuturor condiţiilor (1) este neapărat necesară pentru realizarea echilibrării dinamice.

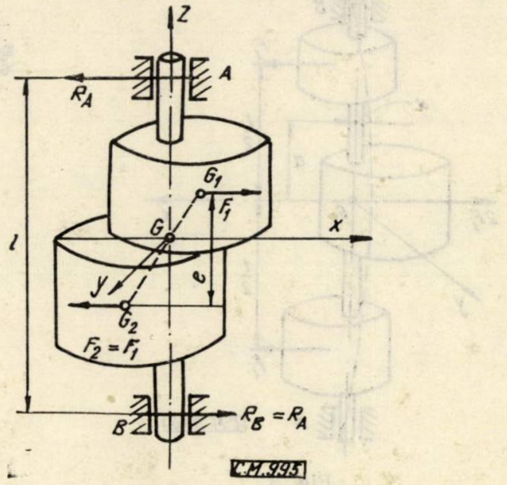


Fig. 2

În figura 2 se prezintă un arbore echilibrat static dar nu şi dinamic, întrucît axa de rotaţie reprezintă o direcție centrală, dar nu și o direcție principală de inerție. Forțele de inerție ale porțiunilor dau un cuplu de inerție echilibrat de reacțiunile dinamice din lagăre:

$$R_A\, 1 = F_1\, s.$$

Echilibrarea statică și dinamică a arborilor nu ia în considerare proprietățile elastice ale acestora întrucît, atît teoretic cît și experimental, se referă la arbori static determinați, așezați pe două lagăre. Dacă arborele este elastic, în conformitate cu realitatea practică, atunci pot apărea efecte suplimentare chiar la un arbore echilibrat static și dinamic, datorită deformațiilor arborelui produse de forțele de inerție. Aceste efecte suplimentare se manifestă fie prin deformații însemnate în cazul arborelui așezat pe două lagăre, fie prin reacțiuni suplimentare în cazul arborelui static nedeterminat așezat pe mai multe lagăre.

Cauza acestor efecte este neechilibrarea arborelui pe porțiuni, echilibrajul dinamic de ansamblu dovedindu-se insuficient.

În figura 3 se consideră un exemplu în acest sens: un arbore pe care se află trei volanți (sau un arbore cotit cu mai multe coturi), ales echilibrat static și dinamic. Forțele de inerție sînt așezate simetric, față de axa Gx și Gy, iar centrul de greutate se află pe axa de rotație, aceasta fiind o direcție principală de inerție. Dacă s-ar delimita numai porțiuni de arbore, atunci, pentru acestea luate izolat, condițiile de echilibraj static și dinamic nu se mai realizează. Arborele este echilibrat în ansamblu, dar nu și pe porțiuni.

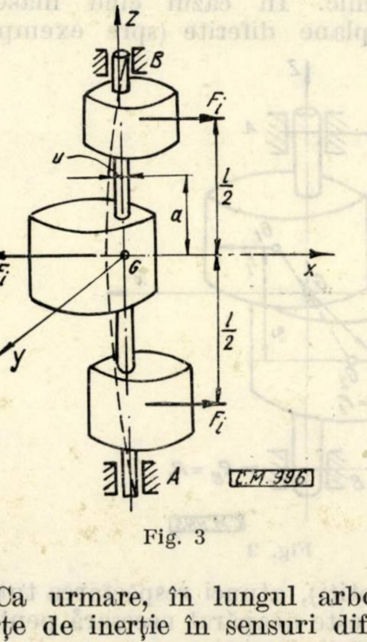


Fig. 3

Ca urmare, în lungul arborelui acționează forțe de inerție în sensuri diferite. În dreptul unei secțiuni oarecare se produce o săgeată u care, în cazul general de solicitare, se poate determina în funcție de forțele de inerție cu relația lui Mohr — Maxwell:

$$u = \int \frac{Nn}{EA}\,ds + h\int \frac{Tt}{GA}\,ds + \int \frac{M_i m_i}{EJ}\,ds + \int \frac{M_r m_r}{GJ_r}\,ds, \tag{2}$$

unde N, T, M_i, M_r constituie expresia eforturilor în secțiune pentru starea de solicitare dată, n, t, m_i, m_r, pentru o forță egală cu unitatea așezată în locul săgeții, termenii de la numitor reprezentînd rigiditățile corespunzătoare solicitărilor, urmînd ca integralele să fie extinse pe toate porțiunile de lungime s din care se compune arborele considerat.

Dacă în secțiunea *1* se așază un lagăr, atunci săgeata devine aici egală cu zero. Ca urmare însă, din cauza deformabilității arborelului, în acest lagăr se produce o reacțiune suplimentară cu efecte dăunătoare.

Astfel de reacțiuni suplimentare se pot reduce sau chiar evita numai prin echilibrarea statică, dinamică și pe porțiuni a arborelui. În acest sens este necesar ca condițiile (1) să se realizeze și pentru porțiuni de arbore, arborele fiind format dintr-un număr oarecare de regiuni (spre exemplu șaibe, manivele etc.) echilibrate.

Condițiile teoretice de mai sus își găsesc aplicarea la studiul arborilor cotiți așezați pe mai multe lagăre. În cazul acestora, o echilibrare statică și dinamică s-ar putea obține și fără contragreutăți, prin așezarea echilibrată a coturilor arborelui. La turații mari însă, în multe cazuri, o astfel de soluție nu poate fi considerată bună, fiind necesară realizarea echilibrajului și pe porțiuni. Or, aceasta se poate obține prin folosirea de contragreutăți în dreptul coturilor.

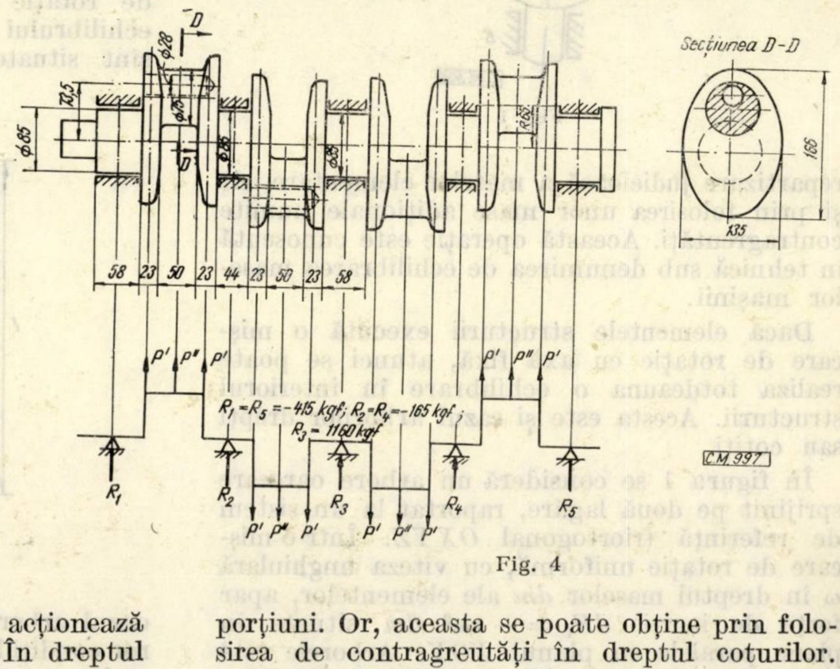


Fig. 4

Pentru justificarea afirmației se consideră arborele cotit de la motorul tractorului U—650 (fig. 4) așezat pe cinci lagăre.

S-au determinat cu aproximaţie forţele de inerţie ale porţiunilor excentrice pentru o turaţie a arborelui de $n = 1\,800$ rot/min ($P' = 310$ kgf, $P'' = 335$ kgf). Pentru această stare de încărcare static nedeterminată s-au calculat reacţiunile cu metoda forţelor, determinîndu-se următoarele valori :

$$R_1 = R_5 = 415 \text{ kgf} ;\ R_2 = R_4 = 165 \text{ kgf} ;\ R_3 = 1\,160 \text{ kgf}.$$

Acestor reacţiuni le corespund următoarele presiuni medii în lagăre :

$$p = 10 \text{ kgf/cm}^2 ;\ p_2 = 5{,}5 \text{ kgf/cm}^2 ;\ p_3 = 33 \text{ kgf/cm}^2.$$

Aceste presiuni se suprapun peste presiunile produse de forţele de inerţie ale ambielajului. În [3] se dau valorile admisibile ale presiunii medii, care sînt, în cazul majorităţii materialelor folosite, de ordinul zecilor de kgf/cm^2. În această situaţie presiunile produse prin neechilibrarea completă a arborilor cotiţi trebuie luate în considerare, cu atît mai mult cu cît ele se distribuie neuniform pe suprafaţa de contact. Ca urmare, în lagărele arborelui motorului unor tractoare au apărut uzuri şi gripări premature. Rezultă de aici necesitatea folosirii contragreutăţilor, în dreptul manivelelor, prin care dispar presiunile suplimentare produse de neechilibrarea pe porţiuni a arborelui cotit, static nedeterminat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Artobolevski, I. I.* Teoria mecanismelor şi maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[2] *Manolescu, N. L., Maroş, D.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinetostatica şi Dinamica. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[3] *Popa, B., Somcuteanu, A., Ripianu, A., Trebonius, I.* Arbori cotiţi. Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

CZ 621.91.079

Cu privire la optimizarea caracteristicilor jetului de lichid pulverizat în procesele de răcire-ungere la aşchierea metalelor

Boris PLĂHTEANU

Progresul tehnic în construcţia de maşini, prelucrarea prin aşchiere a oţelurilor dure şi termorezistente, cerinţele tot mai mari de precizie şi calitate ale produselor prelucrate, fac ca problema mediului în care are loc aşchierea şi procesele respective de răcire-ungere să fie continuu în atenţia specialiştilor.

Folosirea în aşchierea metalelor a lichidelor de răcire-ungere eficiente şi a unor noi metode de răcire conduce la o mărire a durabilităţii sculelor, la creştere a productivităţii pe seama măririi parametrilor regimurilor de aşchiere, la o îmbunătăţire a calităţii suprafeţelor prelucrate etc.

Fluidul de răcire-ungere venind în contact cu suprafeţele încălzite ale sculei, aşchiei şi piesei, absoarbe şi evacuează o parte din căldura zonei de aşchiere, pătrunzînd totodată în zonele de contact unde asigură o ungere în condiţiile limită de presiune şi temperatură, micşorînd frecarea la contactul sculă-piesă, sculă-aşchie.

Printre multiplele metode de răcire-ungere folosite în aşchierea metalelor, răcirea şi ungerea pot fi asigurate şi printr-un jet de lichid pulverizat, metodă folosită relativ nu de mult în aşchiere [10].

Esenţa metodei de răcire-ungere prin pulverizare constă în aceea că lichidul, în mică cantitate, este antrenat de un jet de aer comprimat formîndu-se picături fine. Deplasîndu-se cu viteză mare, picăturile de lichid ajung în zona de aşchiere pe suprafeţele încălzite şi în frecare, efectuînd astfel răcirea şi ungerea.

Starea pulverizată a lichidului determină eficienţa termică mare a acestei metode, deoarece există o mai mare posibilitate de a se atinge zona activă a sculei [3]. Picăturile de lichid pătrund în zona muchiei aşchietoare şi favorizează captarea căldurii prin mărirea suprafeţelor de contact sculă-fluid. Raportul mare între suprafaţa şi volumul unei picături de lichid oferă posibilitatea unei evaporări foarte rapide, ceea ce dă amestecului aer-lichid o mare putere de răcire [12]. Apare, în această situaţie, un proces de fierbere cu bule, caracteristic răcirii cu jet pulverizat, în care absorbţia de căldură este de 20—30 de ori mai mare decît în cazul fierberii cu peliculă, fenomen caracteristic răcirii prin curgere.

Ceaţa de lichid se formează prin fragmentarea şi pulverizarea, pe cale mecanică sau pneumatică, a unui jet sau a picăturilor de lichid.

Pentru aducerea lichidului în jetul de aer, în cazul procedeului pneumatic, se folosesc diverse construcţii de pulverizatoare cu posibilităţi de reglare fină a debitului de lichid şi care oferă în acelaşi timp o menţinere constantă a debitului în timp.

Experienţele efectuate de diferiţi cercetători, cu diferite tipuri de pulverizatoare (fig. 1 : *a* — cu rezistenţă constantă ; *b*, *c* — cu injector ; *d* — cu ejecţie; *e* — cu rezistenţa de trecere a lichidului din material poros), au condus la o serie de concluzii privind caracteristicile şi posibilităţile fiecărei grupe de instalaţii.

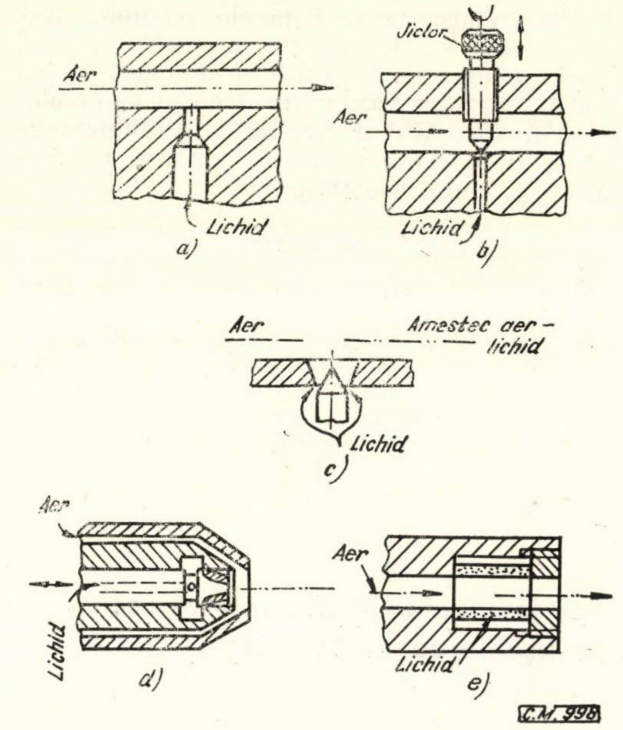


Fig. 1

Astăzi literatura de specialitate cuprinde o serie de lucrări referitoare la stabilirea unor parametri care să exprime cît mai complet caracteristicile jetului de lichid pulverizat. A. Bulat, Institutul de prelucrare a metalelor Cracovia [4], ia în considerare drept parametri determinanţi, debitul de lichid şi presiunea aerului, studiind influenţa lor asupra temperaturii jetului (fig. 2).

Un colectiv condus de prof. Kluşin [8] a iniţiat o serie de cercetări referitoare la determinarea debitului optim de lichid, cu consideraţii asupra presiunii aerului (fig. 3).

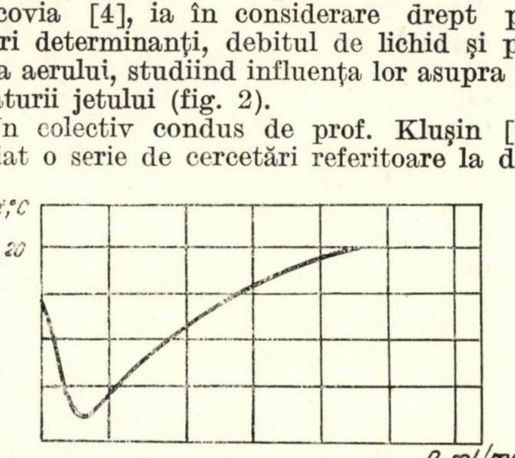


Fig. 2

Explicînd cauzele eficienţei superioare a răcirii prin pulverizare în aşchierea metalelor, A. N. Reznikov [10] prezintă ecuaţia de bilanţ termic la evaporarea unei picături, în baza căreia determină valoarea optimă a debitului de lichid. V. Tihonov [13], J. Kasal [7] determină influenţa pe care o au diferiţi parametri ai pulverizării, debitul de lichid şi presiunea, asupra eficacităţii jetului pulverizat. M. C. Show [12], Proskuriakov [11] de asemenea, iau ca bază debitul de lichid şi presiunea aerului, ca factori care determină eficienţa procesului de răcire-ungere.

Din cele expuse rezultă că, în general, cercetările efectuate pînă în prezent au fost bazate pe experienţe în cadrul cărora s-au luat în considerare drept parametri principali ai procesului de pulverizare debitul de lichid şi presiunea aerului, neglijîndu-se însă în ansamblu caracteristicile proprii ale jetului.

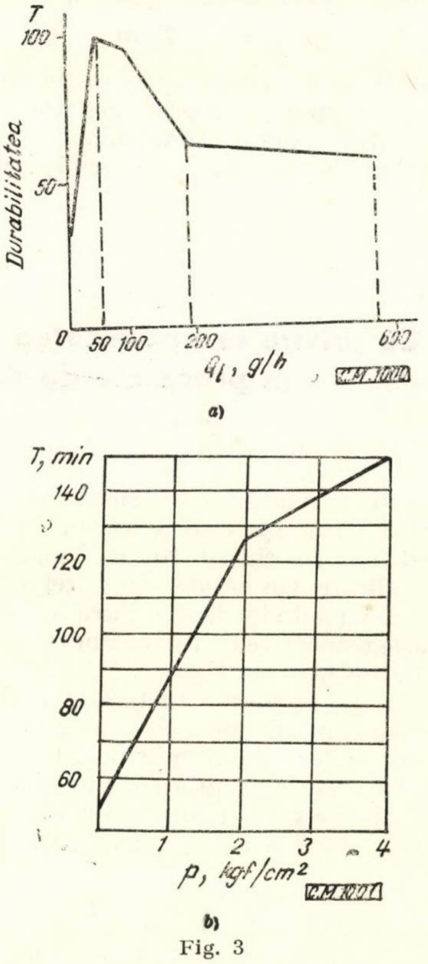


Fig. 3

Se consideră că aprecierea calităţii acţiunii de răcire-ungere a jetului pulverizat în funcţie de caracteristicile sale de pulverizare (dimensiunea picăturii, numărul picăturilor pe unitate de suprafaţă în unitate de timp, dinamicitatea jetului) reprezintă criterii mai apropiate de realitatea fenomenului. De asemenea, nu pot fi neglijaţi o serie de parametri ca: tensiunea superficială a lichidului, viscozitatea, densitatea, viteza jetului de aer, elementele constructive ale pulverizatorului, rezistenţa frontală a jetului etc.

Pe aceste considerente, avîndu-se în vedere proprietăţile generale ale jetului de lichid pulverizat, în procesele de răcire-ungere apare ca importantă cunoaşterea spectrului pulverizării ca efect al acţiunii ansamblului parametrilor amintiţi, aceasta privind unele aspecte ale optimizării procedeului de răcire-ungere prin pulverizare la aşchierea metalelor.

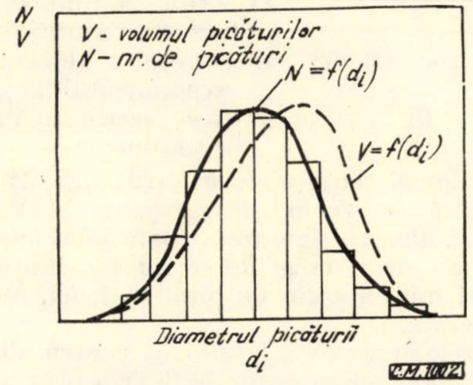


Fig. 4

Curbele de împrăştiere ale picăturilor de lichid în jet pot fi apreciate fie sub forma $N = f(d_i)$, fie sub forma $V = f(d_i)$ (curbe caracteristice de împrăştiere) (fig. 4).

Conform teoriei generale a vaporizării şi a ungerii, în procesele de aşchiere, caracteristicile jetului trebuie să realizeze curbe de împrăştiere cu maximum pentru diametre cît mai mici şi deci cu un număr mare de picături pe unitate de suprafaţă.

Suprafaţa picăturilor mici în comparaţie cu suprafaţa unor picături mai mari, pentru acelaşi volum de lichid, creşte cu raportul diametrelor $\frac{D_i}{d_i}$, iar numărul picăturilor mici creşte cu cubul raportului diametrelor $\left(\frac{D_i}{d_i}\right)^3$, după relaţiile :

$$S_d = S_D \frac{D_i}{d_i}, \tag{1}$$

$$N_d = N_D \left(\frac{D_i}{d_i}\right)^3. \tag{2}$$

Aceste considerente au determinat căutarea unei baze noi de cercetare privind optimizarea jetului de lichid pulverizat.

Fineţea pulverizării poate fi considerată funcţie de diametrul mediu al picăturilor în spectrul pulverizării sau diametrul soterului, d_s [2], care reprezintă diametrul picăturilor de dimensiuni egale, dacă suprafaţa şi volumul lor ar fi la fel cu cel din jetul compus din picături de dimensiuni diferite :

$$d_s = \frac{d_i^3}{d_i^2} = 6\frac{V}{S}, \tag{3}$$

în care :

V este volumul total al picăturilor, mm³;

S — suprafaţa totală a picăturilor, mm².

În această ordine de idei au fost luate în considerare rezultatele la care au ajuns fizicienii Nuchiama şi Tanazava [2], care dau o relaţie completă pentru determinarea diametrului soterului, relaţie acceptată de o serie de fizicieni cu preocupări în acest domeniu [9] :

$$d_s = 585\frac{1}{u-v}\sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l}} + 597\left(\frac{\eta_l}{\sqrt{\sigma\cdot\rho_l}}\right)^{0,45}\cdot\frac{1\,000\,Q_l}{Q_{aer}}\Bigg)^{1,5}, \tag{4}$$

unde :

d_s este diametrul picăturii, µm ;
u — viteza aerului, m/s ;
v — viteza picăturii, m/s ;
ρ_l — densitatea lichidului, gf/cm ³ ;
σ — tensiunea superficială, dyn/cm ;
η_l — viscozitatea dinamică, P ;
Q_{aer}, Q_l— debitul de aer şi de lichid, cm³/s.

După relaţia (4), diametrul este influenţat în primul rînd de viteza de ieşire a jetului u ; de asemenea, el este puternic influenţat şi de valoarea tensiunii superficiale şi de densitatea lichidului.

Apreciind calităţile pulverizatoarelor de tipul cu ejecţie [8], atît în ceea ce priveşte formarea picăturilor, cît şi a posibilităţilor de reglaj al vitezei jetului şi al debitului de lichid, s-au efectuat o serie de încercări pe o instalaţie experimentală ce foloseşte un ajutaj amestecător; instalaţia a fost proiectată şi executată în cadrul Laboratorului de maşini-unelte al Institutului politehnic — Iaşi.

Instalaţia prezentată în figura 5 cuprinde un rezervor pentru lichid *1*, un electrocompresor cu rezervor tampon *6*, regulatoarele de presiune *2* şi *3*, debitmetrul *5*, dispozitivul de captare a picăturilor *7*.

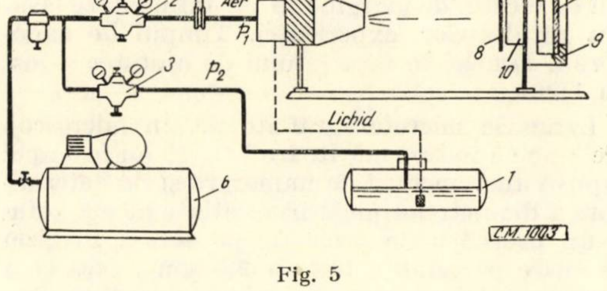


Fig. 5

Tubul Venturi-Nozzles, ca o caracteristică a ajutajului amestecător din instalaţia de pulverizare folosită, este destinat accelerării jetului de amestec trimis spre zona de aşchiere. El prezintă următorii parametri : diametrul porţiunii cilindrice — 2,5 mm ; unghiul conului convergent — 14° ; unghiul conului divergent — 15°. Lichidul folosit la experimentări a fost emulsie de concentraţie 1,5% cu $\sigma = 75$ dyn/cm, $\eta_l = 0{,}02$ P, $\rho = 0{,}98$ gf/cm³.

Manevrînd droselul ajutajului amestecător *4*, s-au considerat cinci poziţii distincte privind variaţia secţiunii de trecere a lichidului obţinîndu-se următoarele debite de lichid : 80, 140, 300, 560, 800 şi 1 300 gf/h.

Alimentarea cu aer comprimat a instalaţiei s-a făcut de la rezervorul tampon *6*, la diferite presiuni de lucru variind între 1,5 şi 3 kgf/cm².

Măsurarea experimentală a numărului de picături şi a diametrului picăturii a fost efectuată cu ajutorul dispozitivului de captare a picăturilor *7*. Picăturile de lichid au fost colectate folosindu-se un dispozitiv de tip foto, cu un sistem de obturaţie centrală cu diafragmă. Dispozitivul are o paletă *8*, pentru acoperire preliminară şi un cadru *9*, pentru fixarea lamelei de sticlă pe care s-a depus un strat de ulei ca suport pentru captarea picăturilor de lichid. S-a impus o formă specială colectorului *10*, pentru ca efectul de margine să nu influenţeze asupra rezultatelor experienţei. Timpul de expunere a lamelei în faţa jetului de amestec a fost de 1/200 s.

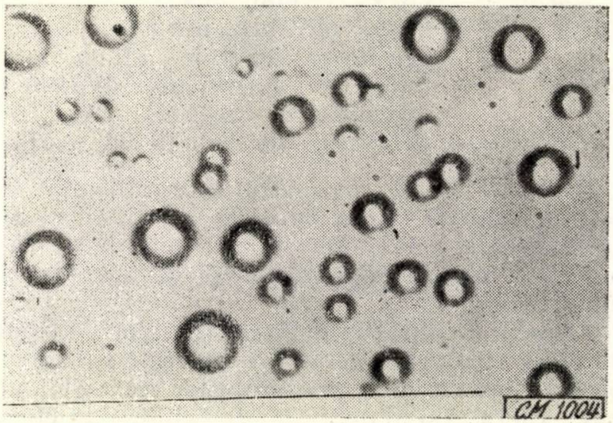


Fig. 6

Lamelele microfotografiate pe un microscop biologic cu putere măritoare 7 × 40 au fost apoi supuse unei operaţii de numărare şi de determinare a diametrelor picăturilor aflate pe ele, printr-un procedeu de proiecţie pe ecran. Precizia de citire pe ecran a fost de 0,5 μm , ceea ce a permis o determinare destul de exactă a diametrelor d_l ale urmei picăturilor. O microfotografie tipică este prezentată în figura 6.

În toate experimentările colectorul a fost plasat la o distanţă *s* care corespunde numărului lui Mach a jetului de pulverizare, egal cu $M = 0{,}35$, ceea ce corespunde unei viteze a jetului de aproximativ 120 m/s. Pentru determinarea distanţei *s* s-a folosit relaţia cunoscută a vitezei jetului în lungul axei [1] :

$$\frac{u_m}{u_0} = \frac{0{,}96}{\frac{a \cdot s}{R_0} + 0{,}29}, \tag{5}$$

în care :

u_m este viteza jetului la distanţa *s* ;
u_0 — viteza jetului la ieşirea din ajutaj ;
$a = 0{,}068$ — constanta determinată experimental [1] ;
R_0 — raza secţiunii iniţiale a jetului.

S-a ales distanţa unde $u = 120$ m/s, la care, după [2] nu are loc dezagregarea picăturilor prin şoc. Pentru siguranţă, toate mostrele care prezentau şiruri lungi de stropi sau lanţuri de picături mici ataşate de picături mari, au fost îndepărtate.

Vitezele de ieşire a jetului u_0 pentru diferite presiuni ale amestecului la ieşirea din ajutaj au fost determinate după relaţia (6) :

$$u_0 \cdot s_{ajutaj} = Q_{aer}, \tag{6}$$

aşa cum rezultă din tabela 1.

Tabela 1

Presiunea aerului *P*, kgf/cm²	4	3,5	3	2,5	2	1,75
Q_{aer}, m³/h	4,5	4,2	3,8	3,5	3	2,80
U_0, m/s	380	356	316	280	256	178
S, mm	55	47	42	36	33	20

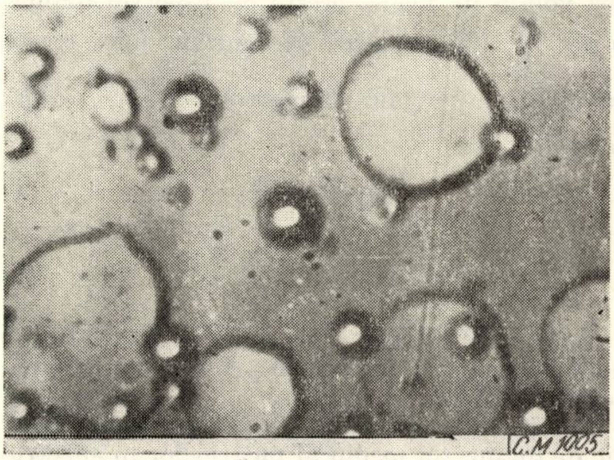


Fig. 7

Încercările au fost conduse în condiţiile precizate analizîndu-se influenţa vitezei jetului de amestec, a debitului de lichid şi a presiunii aerului asupra spectrului de pulverizare.

Microfotografiile obţinute în cazul debitelor mari de lichid (fig. 7), deci cu o concentraţie mare a picăturilor şi în cazul vitezelor reduse ale jetului (fig. 8), au indicat fenomene frecvente de coagulare, efect ce conduce la o mărire a dimensiunii urmei picăturii, respectiv la o micşorare a suprafeţei proprii a lichidului pulverizat.

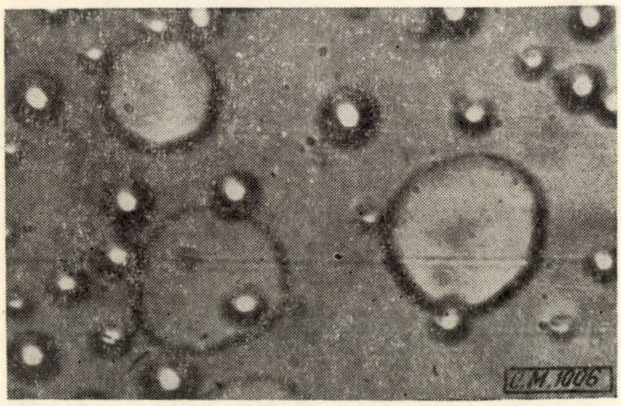


Fig. 8

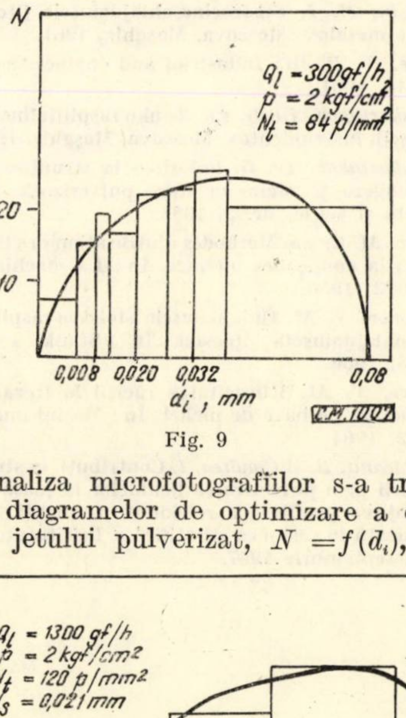


Fig. 9

Din analiza microfotografiilor s-a trecut la trasarea diagramelor de optimizare a caracteristicilor jetului pulverizat, $N = f(d_i)$, la diferite valori ale debitului de lichid Q_l şi la diferite valori ale presiunii aerului la intrare în ajutaj p, obţinîndu-se diagrame de tipul celor din figurile 9, 10, 11, 12.

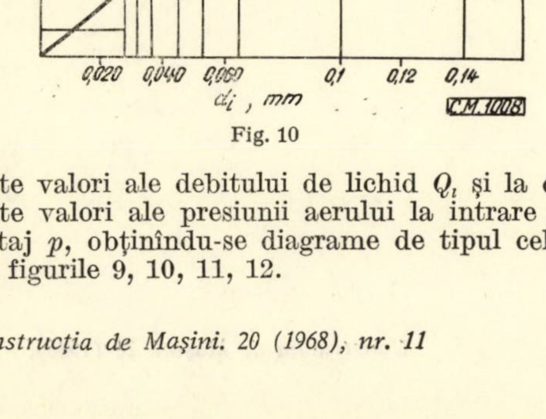


Fig. 10

Studierea diagramelor de optimizare conduce la o serie de concluzii interesante.

Astfel o dată cu creşterea vitezei jetului, are loc pentru acelaşi debit de lichid o creştere a numărului de picături cu diametru mic, concomitent cu o sporire a dinamicităţii jetului, într-o secţiune la o distanţă 25—50 mm, distanţă la care se montează în general ajutajul faţă de zona de aşchiere. Creşterea debitului de lichid peste valoarea 300 gf/h duce la apariţia fenomenului de coagulare, cu picături cu dimensiune dominantă mare, fenomen caracteristic şi în cazul pulverizării cu o viteză redusă a jetului.

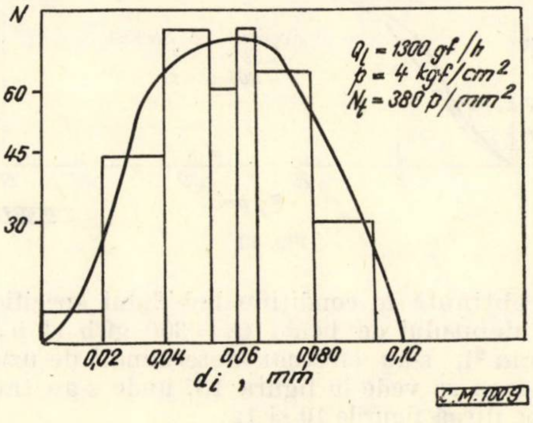


Fig. 11

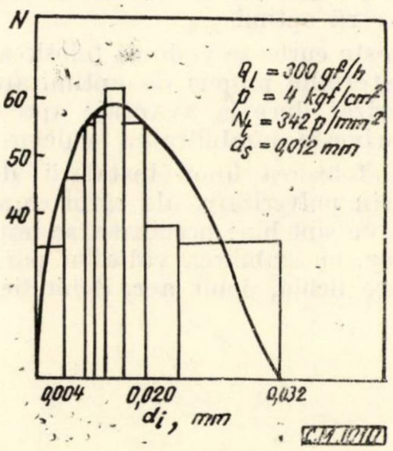


Fig. 12

Aprecierea calităţii de răcire-ungere a jetului de lichid pulverizat, funcţie de spectrul de pulverizare (fig. 9, 10, 11 şi 12) poate conduce la: apreciere riguroasă a regimului de pulverizare în vederea optimizării lui, cu efect imediat asupra măririi durabilităţii sculelor, a economiei de lichid, precum şi a măririi parametrilor regimurilor de aşchiere.

Noua metodă privind optimizarea jetului pulverizat a fost experimentată în condiţiile unei strunjiri profilate cu cuţite din oţel rapid RW—180, la strunjirea rolelor de rulmenţi

RUL 1 [15]. Folosindu-se diagrama din figura 12 care oferă un regim optimizat de pulverizare faţă de cele din figurile 9, 10 şi 11 (deoarece maximul funcţiei are picătura dominantă de 12 μm obţinută în condiţiile lichidului specificat, şi a debitului de lichid $Q_l = 300$ gf/h şi $p = 4$ kgf/cm ²), s-au efectuat determinări de uzură, aşa cum se vede în figura 13, unde s-au trasat curbe după figurile 10 şi 12.

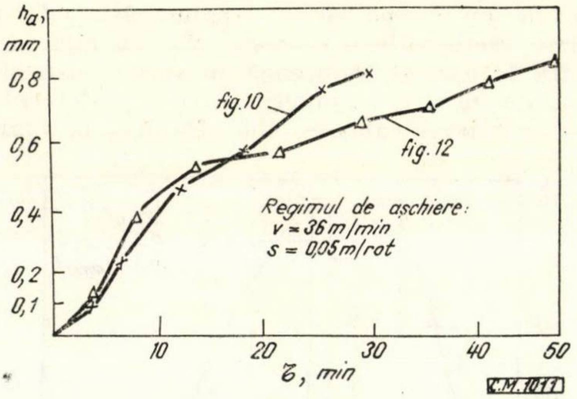


Fig. 13

Folosirea jetului de lichid pulverizat optimizat conduce la o mărire importantă a durabilităţii sculei, care, pentru criteriul de uzură considerat $h_a = 0{,}8$ mm, este de 50 min faţă de durabilitatea de 30 min obţinută în cazul utilizării unui jet de lichid pulverizat ce nu lucrează la parametrii optimi.

Din aceste curbe se vede că folosirea în practică a criteriului propus de optimizare a jetului pulverizat duce la avantaje apreciabile în ceea ce priveşte durabilitatea sculelor.

Pentru folosirea unor instalaţii de răcire-ungere prin pulverizare, ale căror caracteristici constructive sînt bine precizate, se impune etalonarea lor, cu stabilirea valorilor parametrilor (viscozitate lichid, debit aer, debit lichid, presiune aer) care să permită obţinerea unui jet pulverizat optimizat. După etalonarea efectuată conform metodologiei prezentate, instalaţiile vor lucra optim numai în condiţiile respectării valorilor acestor parametri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Abramovici, G. N.* Pricladnaia gazovaia dinamica. Moscova, 1953.

[2] *Bitron, M.* In: Industrial and engineering chemistry, nr. 47, 1955.

[3] *Boillet.* La lubrification dans la coupe des métaux. În : Mecanique electr., nr. 183, 1964.

[4] *Bulat, A.* Răcirea sculelor armate cu metal dur cu un curent de aerosoli. În : Maşini-unelte şi scule, nr. 10, 1964.

[5] *Dunski, V. F.* O koagulaţii pri raspîlenii jidcosti. În : Journal tehniceskoi fiziki, tom XXVI, nr. 6, 1956.

[6] * * * Dispozitiv pentru răcire şi ungere cu lichide pulverizate a zonei de aşchiere a metalelor. În : Prelucrarea metalelor, culegere de brevete, I.D.T., II, 1965.

[7] *Kasal, J.* O nouă metodă de răcire la aşchierea metalelor. În : Strojirenska vyroba, nr. 3, 1962.

[8] *Kluşin, N. I.* Smazocino-ohlajdaiuşcie jitcosti pri rezanie metalov. Moscova, Maşghiz, 1961.

[9] *Lane, W. R.* În : Industrial and engineering chemistry, nr. 43, 1951.

[10] *Proskuriakov, Iu. G.* ş.a. Tonko raspîlitelinoe ohlajdenie rejuşcih instrumentov. Moscova, Maşghiz, 1962.

[11] *Proskuriakov, Iu. G.* Folosirea la strunjire a lichidelor de ungere şi răcire în stare pulverizată. În : Maşini-unelte şi scule, nr. 3, 1958.

[12] *Show, M. C.* ş.a. Méthodes d'utilisation des liquides utilisés à la coupe des métaux. În : La machine moderne, nr. 572, 1956.

[13] *Tihonov, V. M.* Ohlajdaiuşcie sfoistva raspîlenîh smazocinoohlajdaiuşcih jitcostei. În : Stanki i instrument, nr. 8, 1966.

[14] *Zaiţev, V. M.* Eficacitatea răcirii la frezarea aliajelor refractare pe bază de nichel. În : Maşini-unelte şi scule, nr. 2, 1964.

[15] *Plăhteanu, B.* şi *Condrea, I.* Contribuţii la studiul răciriiungerii prin pulverizarea lichidelor la joasă presiune în strunjirea profilată a rolelor de rulmenţi. Lucrare comunicată în sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Iaşi, septembrie 1967.

CZ. 621.851.5.004.64 : 625.43-254.004.64

Recondiționarea construcției sudate a unei roți motoare de funicular

Valeriu DOBOȘAN, Nicolae CAȘCAVAL și Gheorghe RÎMBEȚIU

Dificultăți cum sînt cele datorite transportului la ateliere specializate a unor piese masive impun, în multe cazuri, realizarea unor reparații sau recondiționări chiar la fața locului. În funcție de caracterul locului și de mijloacele tehnice la dispoziție, aceste lucrări pot deveni destul de dificile. În aceste cazuri, pentru rezolvarea cu succes a problemei puse, este necesară aplicarea unor tehnici speciale care, în ateliere specializate, s-ar rezolva mai ușor.

Un rol important în cadrul acestor recondiționări îl are sudarea. Condițiile determinate de mediu, de exemplu cele datorite unui climat rece și umed de altitudine, pot influența buna desfășurare a procesului, în special în cazul unor oțeluri cu sudabilitate redusă. În aceste situații, devine necesară o urmărire continuă a fenomenelor și o utilizare multilaterală a caracteristicilor procesului de sudare aplicat.

Tot în funcție de condițiile locale sau de specificul piesei, unele operații se realizează cu abateri de la regulele clasice. O supraveghere atentă a lucrării și ulterior a ansamblului în exploatare devine astfel imperios necesară, mai ales în cazul variațiilor de temperatură sau al temperaturilor scăzute.

În cele ce urmează se prezintă o lucrare de acest gen, interesantă prin punctele de vedere arătate, care permite să se tragă unele concluzii pentru lucrări similare. Este vorba de recondiționarea și întărirea construcției sudate a unei roți motoare de la un funicular cu stația de antrenare la o altitudine de 1 800 metri concepută ca roată atît de angrenare, cît și de tragere a cablului ; cercul exterior al roții ($D \cong$ 3 000 mm) este prevăzut la partea inferioară cu o dantură conică în angrenare cu pinionul conic al reductorului, iar la partea laterală, periferică, cu cele două canale pentru preluarea cablului tractor — purtător (fig. 1).

Coroana (de secțiune circa 210 × 132 mm) este susținută de 10 spițe, compuse din cîte două brațe din profile U 10. Spițele fac legătura coroanei cu butucul central prevăzut cu alezajul pentru sistemul de rulmenți de sprijin. Conform proiectului, atît butucul, cît și coroana sînt din OL 50, iar spițele din OL 38.

De la data punerii în funcțiune (1951) pînă în momentul analizei, roata a prezentat unele deficiențe, mici la început, care însă s-au accentuat, devenind tot mai frecvente : fulare, ruperea spițelor, spargerea rulmenților și strivirea suprafețelor de așezare din butuc. O parte din acestea au fost remediate imediat la apariție : sudarea spițelor, înlocuirea rulmenților etc. Altă parte, cu ocazia unor reparații mai importante ; toate au fost însă executate la fața locului, avîndu-se în vedere dificultățile de transport (greutatea roții circa 3 000 kgf, gabarit mare) pe un drum de căruțe degradat.

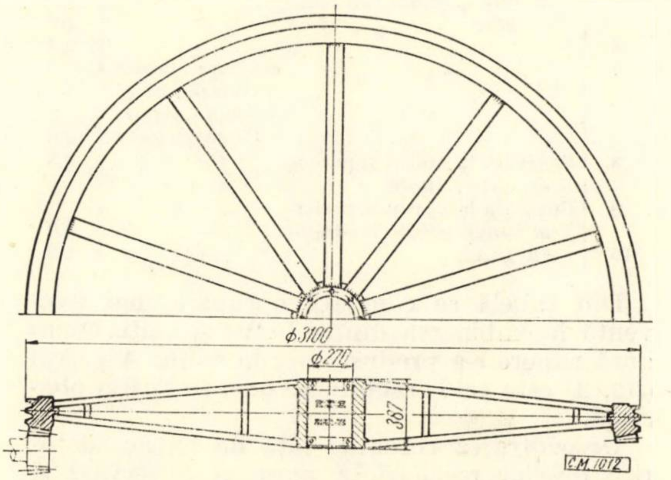


Fig. 1

Reparațiile au fost mai mult sau mai puțin reușite, fiind condiționate de utilajul și soluțiile de rezolvare avute la dispoziție. Una dintre problemele nerezolvate a fost și ruperea spițelor care apărea tot mai des și în special iarna. Din analiza deformațiilor se poate presupune că prima rupere de spiță s-a produs datorită unei manipulări greșite a antrenării roții. Evident, ca urmare deselor reparații prin sudare, deformațiile au crescut în mod sensibil, ducînd la fulare și angrenări forțate, cu efect direct asupra oboselii spițelor și cusăturilor, explicînd astfel ruperile tot mai dese. Evident că variațiile de temperatură și în special temperaturile negative, frecvente la altitudinea respectivă, au avut de asemenea efecte nefavorabile care s-au suprapus peste cele arătate mai sus.

În tabela 1 sînt arătate rezultatele măsurătorilor și analizei asupra ruperilor de spițe. Aceste măsurători au fost făcute în dreptul spițelor, roata fiind oprită în poziția respectivă. Bătaia radială maximă a fost de 4 mm.

Din tabelă se constată că bătaia axială maximă a fost de 3,5 mm. Variația acestei bătăi este neuniformă, permițînd a trage concluzia că coroana roții are unele deformații locale care provin probabil din erori mai vechi (frînări bruște, porniri cu clichetul de siguranță cuplat etc.). Dezechilibrarea sistemului de tensiuni din ansamblul roţii, datorită şi repetatelor resudări neraţionale, a dus la distanţări, în cazul ruperii spiţelor, de pînă la 3 mm.

Tabela 1

Nr. spiţei	Imbinare butuc	Îmbinare coroana roţii	Bătaia axială, mm
1	Cusătura la braţul superior al spiţei, ruptă, reparată cu gusee	—	0,0
2	—	braţul superior al spiţei, rupt	0,5
3	Cusătura la braţul superior al spiţei ruptă	—	0,3
4	—	—	0,6
5	Cusătura la braţul superior al spiţei, ruptă, reparată cu gusee	—	1,0
6	—	—	2,4
7	—	cusătura la braţul inferior al spiţei, ruptă, reparată cu gusee	3,0
8	Cusătura la braţul superior al spiţei, ruptă	—	3,5
9	Cusătura la braţul superior al spiţei, ruptă, reparată	—	2,0
10	cu gusee	—	1,0

Din tabelă se constată o rupere mai frecventă la îmbinarea dintre butuc şi spiţe. O singură rupere s-a produs chiar în spiţă. Aspectul (fig. 2) este cel caracteristic unei ruperi la oboseală.

Descentrarea coroanei faţă de butuc, datorită deselor resudări, a putut fi observată şi din bătaia radială de 4 mm. Aceasta însă prezenta o variaţie uniformă pe periferie, rezultînd că în acest plan coroana nu a suferit deformaţii locale.

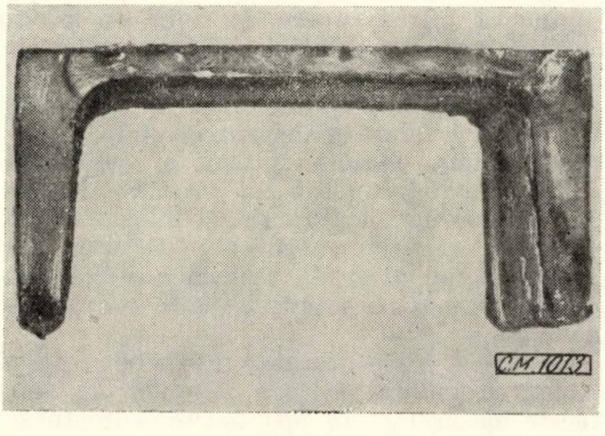


Fig. 2

În urma analizei a rezultat necesitatea înlocuirii roţii, înlocuire ce era însă condiţionată de un ciclu lung de execuţie, la care se mai adaugă şi problema transportului. Ultima problemă apărea şi în cazul reparării roţii într-un atelier specializat. Faţă de această situaţie s-a găsit indicată încercarea unei recondiţionări a roţii chiar la faţa locului, în sensul păstrării coroanei care nu prezenta uzura prea pronunţată şi înlocuirea, respectiv întărirea spiţelor şi a butucului.

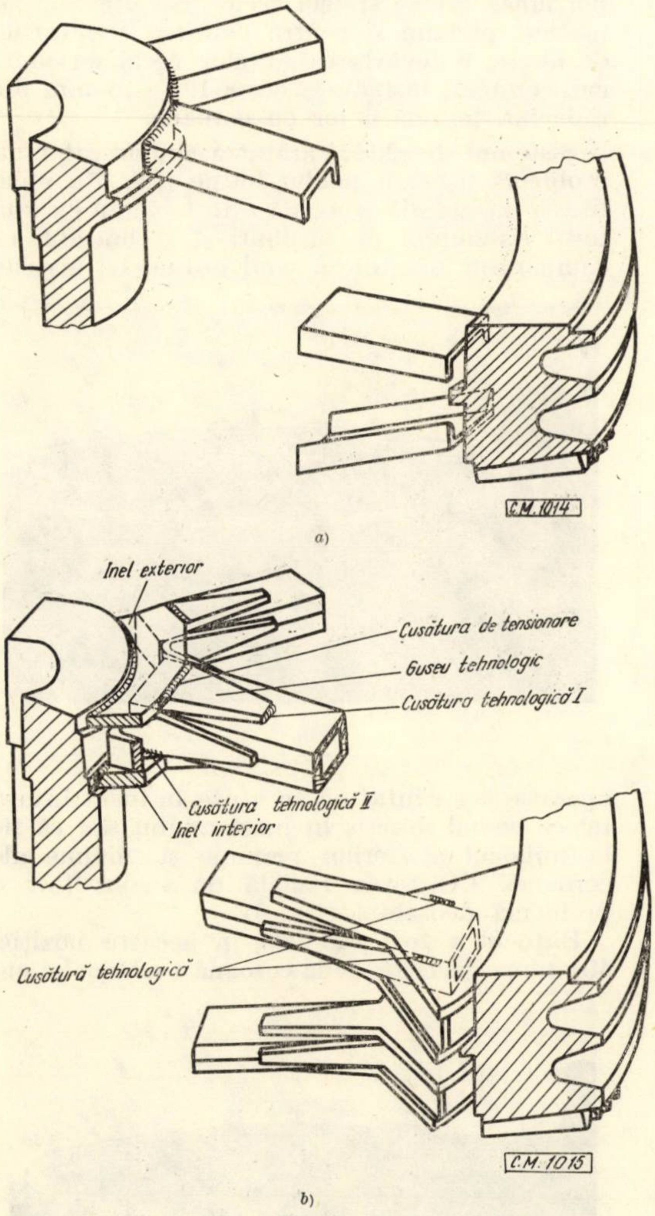
Prin faptul că alezajul din butuc trebuia executat dinainte la toleranţa de presare a rulmenţilor, esenţa problemei a constat în execuţia unei construcţii sudate în condiţii severe de supraveghere şi de dirijare a deformaţiilor în sensul reducerii la minim a bătăilor coroanei faţă de axul butucului. Stăpînirea, respectiv dirijarea deformaţiilor apărea posibilă printr-o execuţie raţională a cusăturilor.

La proiectare trebuia ţinut seamă de posibilităţile de lucru existente la faţa locului, de echilibrarea tensiunilor (deformaţiilor) la asamblarea construcţiei, de imposibilitatea efectuării unui tratament sau a unor operaţii de aşchiere după asamblarea prin sudare şi de sudabilitatea dificilă a oţelului coroanei şi a butucului.

În figura 3 este arătată construcţia veche (fig. 3, *a*) şi nouă (fig. 3, *b*) a roţii. La construcţia veche îmbinarea spiţelor este realizată prin sudarea directă de butuc, respectiv de coroană. Din cauza imposibilităţii menţinerii rosturilor constante tensiunile la acest sistem de îmbinare sînt mari şi greu de stăpînit, deci soluţia în condiţiile date trebuia evitată. În plus, vechea soluţie prezenta puţine posibilităţi de întărire a îmbinării şi era dificil de realizat din cauza sudabilităţii oţelului.

Astfel, a rezultat necesară conceperea unor îmbinări şi a unei tehnologii cu posibilitatea ocolirii acestor neajunsuri, dar totodată care să ofere posibilitatea unei asamblări cu tensiuni cît mai reduse şi cu posibilităţi de echilibrare. S-a găsit indicată soluţia îmbinării cu guseuri de formă alungită înspre spiţă [1]. Aceasta oferea posibilitatea realizării unei cusături de lungime suficient de mare sub forma unor cusături de colţ aproape longitudinale şi separate de cele aplicate direct de coroană, respectiv de butuc. Prin aceasta s-a putut separa net problema sudabilităţii de problema asamblării. Pe considerentul că amorsele de ruptură în secţiunea spiţelor au pornit de la partea extremă a tălpii profilului, în noua construcţie braţele spiţelor au fost concepute sub formă de cheson realizat prin suprapunerea a două profile U 10, cu tălpile de lăţime redusă. Pentru păstrarea continuităţii, îmbinarea de la cele două extremităţi ale spiţelor urma să formeze o continuare a chesonului, cu secţiune progresiv mărită înspre elementul cu care făcea legătura.

Îmbinarea la butuc a fost mai dificil de realizat, datorită spaţiului redus. În plus, uzura suprafeţei de aşezare a rulmenţilor a impus alegerea unui oţel tratat termic, deci cu un conţinut mai ridicat de carbon (OLC 45). Soluţionarea problemei a fost găsită în realizarea unui butuc combinat, rezultat prin presarea la cald a patru inele în formă de stea, din oţel cu conţinut redus de carbon, braţele inelelor



a)

b)

Fig. 3

formînd gusee de formă alungită, pentru legarea spiţelor. Cele două inele exterioare se puteau monta numai după aşezarea spiţelor, deci la faţa locului. În schimb, inelele interioare puteau fi montate încă în faza de prelucrare a butucului, deci exista posibilitatea sudării şi executării unui tratament termic o dată cu îmbunătăţirea butucului. Din acest motiv cusătura respectivă a fost proiectată mai mare.

La inelele exterioare, din motive de prelucrare şi de aşezare corectă pe chesonul braţului de spiţă, guseele alungite au fost concepute separat sub formă de gusee tehnologice şi urmau a fi sudate cap la cap de inel, după introducerea braţului de spiţă între cele două inele. Această sudură (pe figură cusătura de tensionare) urma să joace totodată un important rol ca mecanism de tragere în vederea redresării şi centrării roţii în ansamblu, aşa cum va fi arătat mai departe.

Gusee îndoite în formă de V, plasate între cele două inele, urmau să realizeze aceeaşi secţiune progresivă de cheson înspre butuc.

Noua soluţie întărită a fost verificată prin calcul, stabilindu-se solicitările efective din îmbinări şi spiţe pe baza relaţiilor obişnuite de calcul din rezistenţa materialelor. În cele ce urmează se prezintă numai modul de determinare a forţei efective din spiţe. S-a pornit de la relaţia forţei periferice a roţilor de antrenare pentru funiculare [2]:

$$F_t = T_{tot} - T,$$

unde:

T_{tot} reprezintă tensiunea în firul încărcat (greutate proprie, sarcină utilă, forţe de inerţie, forţe suplimentare);

T — tensiunea în firul neîncărcat.

Forţa de apăsare pe ax datorită rolei de întoarcere a cablului, considerînd cazul defavorabil cu ambele fire încărcate la maxim ($T = T_{tot}$), rezultă de patru ori mai mare ca tensiunea firului încărcat ($4 \cdot T_{tot}$).

Cu ajutorul relaţiilor cunoscute pentru angrenajele conice [3] s-au stabilit componentele tangenţiale F_t, după direcţia axului de la pinion F_{a1}, respectiv a roţii F_{a2}.

Forţa totală de apăsare pe ax a rezultat:

$$F_{tot} = 4 \cdot T_{tot} + F_{a1},$$

care, compusă cu F_{a2} (considerînd că F_{tot} acţionează în acelaşi punct) devine:

$$F_{rez} = \sqrt{F_{tot}^2 + F_{a2}^2}.$$

Forţa pe spiţă, în ipoteza că 1/3 din numărul spiţelor participă la preluarea sarcinii [4] (circa trei spiţe active), este:

$$F_S = \frac{F_{rez}}{3}.$$

Pe cale grafică, în continuare, s-au stabilit forţele din cele două braţe ale spiţei necesare verificărilor respective.

Pregătirea în toate amănuntele a lucrării a fost absolut necesară, deoarece o dată cu demontarea roţii alte transporturi nu se mai puteau efectua. Pregătirea s-a referit, pe lîngă prevederea amănunţită a tuturor materialelor şi utilajelor, şi la un control dimensional amănunţit al tuturor pieselor.

Roata demontată a fost coborîtă pe un suport metalic din profile U, special făcut în acest scop şi pregătită în vederea îndepărtării şi înlocuirii spiţelor şi butucului. Prin adaosuri de tablă s-a realizat aşezarea coroanei şi cuprinderea conturului exterior, în patru puncte. Ideea la această fază a lucrării a fost de a păstra pe cît posibil, şi după tăierea spiţelor forma coroanei, precum şi poziţia aproximativă a butucului. Pentru copierea poziţiei butucului s-a folosit o placă cu un cep de mărimea alezajului, prevăzut cu trei şuruburi de reglare. Această copiere urma să uşureze montarea noului butuc.

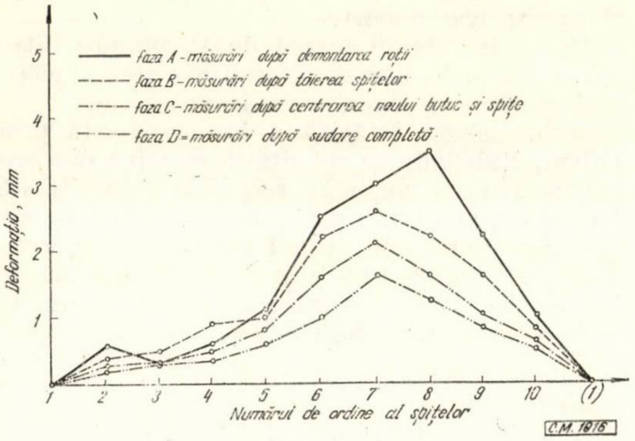


Fig. 4

În alezajul butucului, aşezat pe doi rulmenţi de precizie, s-a montat axul dispozitivului de control prevăzut cu un braţ, la capătul căruia se afla un comparator. Valorile măsurate la periferia coroanei sînt date în figura 4, faza *A*.

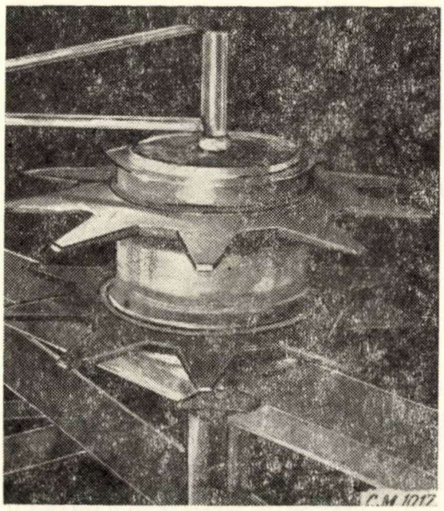


Fig. 5

Valorile nu diferă sensibil de cele arătate anterior (tabela 1).

Îndepărtarea butucului şi a spiţelor a fost făcută prin tăiere cu flacără. După desprinderea completă a spiţelor s-au refăcut măsurările (fig. 4, faza *B*). S-a constatat o schimbare sensibilă a deformaţiilor, lucru explicabil prin eliberarea completă a tensiunilor din spiţe.

Pentru a evita suprapunerea zonelor de încălzire s-a hotărît aplicarea noilor îmbinări pe porţiunea dintre spiţele vechi. Tot din aceleaşi motive, precum şi pentru evitarea ciupiturilor de tăiere, îndepărtarea spiţelor vechi nu s-a făcut complet, lăsîndu-se circa 10 — 15 mm din rădăcina îmbinării lor cu coroana.

Sistemul de ghidaj arătat a simplificat mult problema aşezării noului butuc (fig. 5). Centrarea lui radială şi axială a fost făcută cu ajutorul sistemului de şuruburi şi al braţului cu comparator montat în noul butuc. La această operaţie s-a căutat să se aşeze butucul în aşa fel ca cercul descris în jurul axului său să fie la mijlocul abaterilor maxime şi minime ale coroanei. Centrarea radială nu a constituit o problemă deosebită (fig. 6).

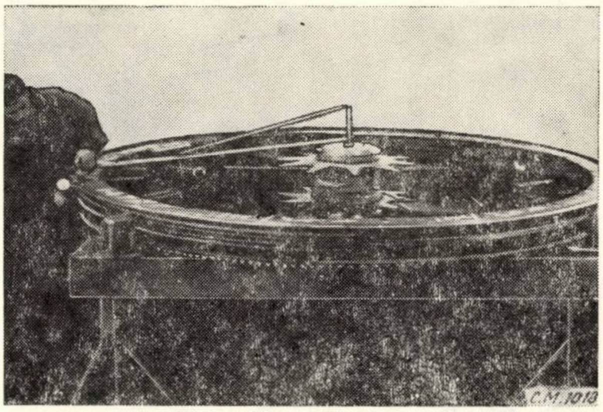


Fig. 6

Butucul a fost rigidizat în această poziţie. Montarea guseelor de la coroană s-a făcut orientîndu-le după braţele de spiţă, aşezate în mod provizoriu (fig. 7).

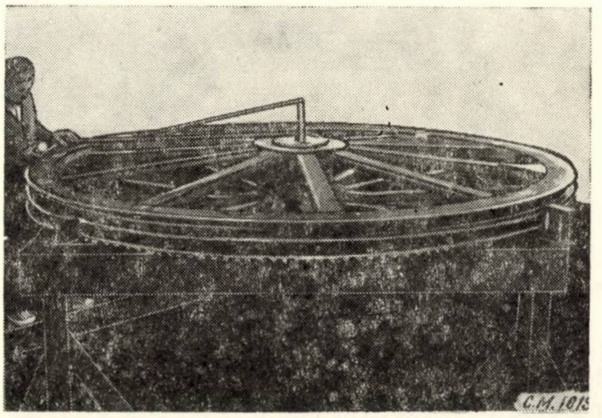


Fig. 7

Cu toate că drept material de adaos s-a folosit electrodul bazic EL 50 B, cu care s-au făcut în prealabil probe satisfăcătoare de sudare pe coroană, datorită unei scăderi bruşte de temperatură pînă aproape de 0°, sudabilitatea oţelului de la coroană a fost mult influenţată. Majoritatea cusăturilor au prezentat fisuri. Printr-o preîncălzire locală a coroanei (circa 100°C) cu ajutorul arzătorului oxiacetilenic s-a reuşit realizarea unor suduri fără defecte. Coroana fiind liberă, preîncălzirea nu a avut influenţă asupra deformaţiei respective.

Pentru îndepărtarea cusăturilor fisurate s-a folosit procedeul arc-aer. Comprimarea aerului a fost realizată cu ajutorul unui compresor auto. Datorită umidităţii pronunţate a aerului la altitudinea respectivă s-au întîmpinat dificultăţi în aplicarea acestui procedeu. În special, la schimbarea bruscă a stării atmosferice aerul comprimat a conţinut o cantitate importantă de apă, cu influenţă nefavorabilă asupra oţelurilor cu conţinut ridicat de carbon. Din acest motiv procedeul a fost folosit cu precauţie şi numai pe vreme uscată.

Guseele de la coroană au fost sudate complet la interior. Braţele spiţelor au fost asamblate de guseele de pe coroană prin cusăturile tehnologice plasate în lungul spiţelor la interior (fig. 3, *b*), în aşa fel ca să prezinte rezistenţă suficientă pentru a ridica roata prinsă de butuc.

Au fost montate apoi, la cald, inelele exterioare pe butuc, fiind sudate cu o cusătură subţire. În scopul creării unei posibilităţi de redresare şi centrare, prinderea spiţelor de butuc s-a făcut în felul următor: pe partea exterioară a braţelor (fig. 3, *b*) au fost aşezate guseele tehnologice, în aşa fel ca să formeze un rost suficient de mare faţă de inelul exterior; spre a obţine tensiuni cît mai mari, aceste gusee, astfel aşezate, au fost prinse prin cusăturile tehnologice *I*, de chesonul spiţei.

Paralel cu urmărirea deformaţiilor, cu ajutorul comparatorului, s-au făcut umplerile după necesitate a rosturilor cusăturilor de tensionare, astfel ca în paralel cu ordinea de aplicare a cusăturilor să se realizeze o centrare suficient de bună. În urma acestei operaţii au fost obţinute valorile deformaţiilor din figura 4, faza *C*. Se constată că valorile respective s-au micşorat ajungînd sub cele iniţiale, obţinîndu-se deci în oarecare măsură o îndreptare a coroanei.

Prinderea spiţelor de inele a fost făcută prin acelaşi procedeu de cusătură ca la coroană.

Pentru realizarea în poziţie de baie a tuturor cusăturilor şi un acces uşor la ele s-a construit dispozitivul din figura 8, care permite rotirea roţii în jurul axului propriu şi a unuia în plan orizontal.

Pentru controlul deformaţiilor s-au folosit două comparatoare dispuse radial şi axial la coroană şi fixate de astă dată de suportul dispozitivului.

Toate cusăturile exterioare ale guseelor şi ale plăcilor laterale de închidere au fost sudate în poziţie de baie. In tot timpul acestei operaţii s-au controlat deformaţiile, intervenind imediat în sensul redresării, încă în fază iniţială, prin aplicarea de cusături la partea simetrică a cusăturii respective. După o perioadă de experienţă, deformaţiile au putut fi în mod sensibil dirijate.

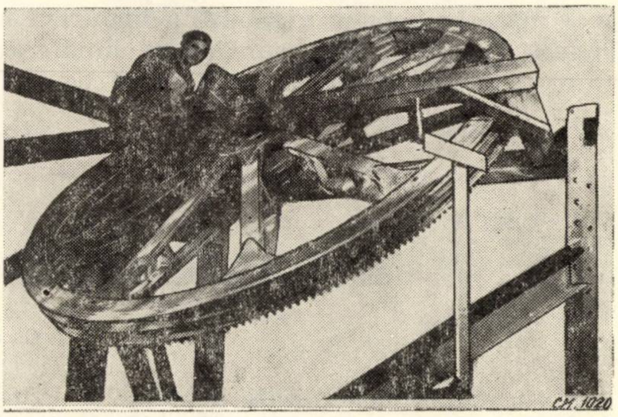


Fig. 8

După executarea definitivă a tuturor îmbinărilor de pe coroană şi butuc s-a trecut la realizarea îmbinărilor definitive între gusee şi spiţe. Prin faptul că erau de realizat cusături aproape longitudinale, precum şi datorită experienţei cîştigate în modul de echilibrare al deformaţiilor, s-a reuşit nu numai păstrarea deformaţiilor de la faza *C*, dar în anumită măsură şi reducerea lor sub valorile stabilite la coroană înainte de asamblare. Din figura 4, faza *D*, se constată că bătaia maximă este de 1,6 mm. Trebuie arătat însă că mai existau posibilităţi de continuare a redresării. Operaţia a fost oprită la această valoare datorită termenului de predare a lucrării.

Între braţele spiţelor au fost introduse cîte două întărituri din profil *U*. Acestea, pe lîngă o rigidizare a spiţelor, au mai permis şi o oarecare pretensionare simetrică.

Trebuie arătat că alezajul butucului, atît datorită soluţiei constructive adoptate, cît şi a tehnologiei de sudare aplicate, nu a suferit deformaţii. Nu s-au întîmpinat dificultăţi la montarea rulmenţilor.

După un an de exploatare, verificarea îmbinărilor sudate şi controlul bătăilor axiale şi radiale au dus la constatarea că nu au apărut alte deficienţe şi că valorile bătăilor s-au menţinut la valorile iniţiale (±0,1 mm); diferenţele pot fi considerate ca erori de determinare. În concluzie lucrarea prezentată contribuie la demonstrarea faptului că printr-o tehnologie bine stăpînită se pot asigura, prin intermediul sudării, chiar şi la ansamble mari şi complicate, precizii suficient de mari. În cazul îmbinărilor cu cusături simetrice, prin intermediul unor mijloace de măsurare suficient de precise se poate urmări evoluţia deformaţiilor şi interveni în sensul redresării lor prin aplicarea cusăturilor simetric opuse. Intervenţia trebuie făcută pe cît posibil în faza de ivire a deformaţiilor.

În cazul unor lucrări executate la altitudine mai mare se impune o analiză a lucrărilor de sudare şi prin prisma condiţiilor climaterice. Crăiţuirea arc-aer se poate aplica în cazul în care aerul este uscat. În caz contrar ar putea fi indicată folosirea aerului comprimat în tuburi sau uscarea prealabilă a aerului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nicolaev, G. A.* Construcţii sudate. Bucureşti, Ed. tehnică, 1955.

[2] *Naftali, S.* Funiculare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.

[3] *Botez, E.* Angrenaje. Bucureşti, Ed. tehnică, 1953.

[4] *Manea, G.* ş.a. Organe de maşini, vol. II. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.

CZ 621.791.763.1.03 : 621-52

Posibilitatea modernizării maşinilor de sudat prin puncte

Gheorghe MAKOVI

Acţiunea de modernizare a utilajelor la noi în ţară a luat un avînt mare în cadrul organizării ştiinţifice a producţiei în conformitate cu linia generală trasată de Directivele Comitetului Central al Partidului Comunist Român, cu privire la perfecţionarea conducerii şi planificării economiei naţionale corespunzător condiţiilor noii etape de dezvoltare socialistă a României. Pentru mărirea productivităţii muncii, îmbunătăţirea calităţii lucrului şi reducerea efortului fizic al muncitorului este necesară efectuarea mecanizării operaţiilor strangulate în uzinele noastre.

Acţiunea de modernizare a utilajelor se poate extinde şi la maşini de sudat prin puncte, fiind justificată şi prin numărul mare de maşini de sudat prin puncte acţionate manual, existente în ţară (circa 70% din totalul maşinilor existente).

Maşinile de sudat prin puncte se folosesc în general pentru sudarea ansamblelor sau subansamblelor din tablă sau din sîrmă. Îmbinarea rezultată este o sudură prin rezistenţă avînd următorii parametri principali: forţa de apăsare pe electrod — *F*, kgf, timpul de sudare — *t*, s, curentul de sudare — *i*, A.

Maşinile de sudat prin puncte sînt acţionate manual în prezent, cerînd un efort considerabil din partea muncitorului care lucrează pe aceste maşini. Maşinile, în general, sînt acţionate de o pîrghie de picior sau de mînă prin care, apăsîndu-se braţele maşinii, se realizează forţa de apăsare. Aceasta duce la obosirea muncitorului, influenţînd şi asupra productivităţii muncii şi, în acelaşi timp, se naşte şi un fenomen nedorit: variaţia inevitabilă a forţei de apăsare care depinde numai de îndemînarea şi experienţa muncitorului. Această variaţie, într-un caz dat, se poate observa din diagrama din figura 1. Revenirea presiunii la valoarea iniţială după patru ore de la începutul lucrului se datoreşte odihnei din timpul pauzei de masă.

Aceste cauze au determinat modernizarea maşinilor de sudat prin puncte. În construcţia modernă a maşinilor de sudat prin puncte tendinţa de înlocuire a vechilor sisteme de acţionare este evidentă. În general, se foloseşte acţionarea pneumatică a maşinii înzestrate cu o instalaţie electrică comandată electronic. Astfel de maşini se fabrică în Franţa (firma Aro, tipurile M 30, M 30 V, M 30 VP), Austria (firma Dalex, tipul F 82, PMS 10, PMS 30), Elveţia (firma Schlatter, tipul PS 200 L, PS 80 H, PS 130 J, PS 480 M; firma Soudronic, tipul 200 — I), Belgia (firma Electromécanique, tipul PM, P3, P4) şi în R.F.G. (firma Keller et Knappich, tipul K6/P1, K15, EMP 200, E 575/II, EWP 700; firma Masing — Kirkhof, tipul MA 12, ME 23, MD 23, MD 21, ME 21; firma Peco, tipul FPA 2 M/SO), dintre care, pentru informare, în figura 2 este prezentată o maşină de sudat prin puncte Schlatter, tip PS 80 H acţionată pneumatic, avînd forţa de apăsare pe electrod de 3 — 150 kgf, curentul de sudare 900 — 16 000 A, comanda electrică cu temporizare pentru timpul de sudare de la 0,05 —1,5 s şi cuplarea curentului de sudare cu un grup de

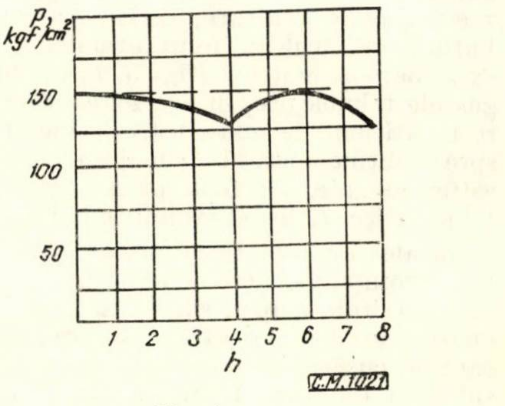


Fig. 1

ignitroane. În ceea ce priveşte temporizoarele electronice şi sistemul de contactoare cu ignitroane, se poate aminti că acestea se fabrică şi separat în U.R.S.S. de către fabrica Elektrik (tipul PBE-7-ia-2 şi PBE-7-ia-4 (temporizoare) şi contactoare cu ignitroane, tipul KИA-50-5, KИD-100-5, KAN-500-5 etc.).

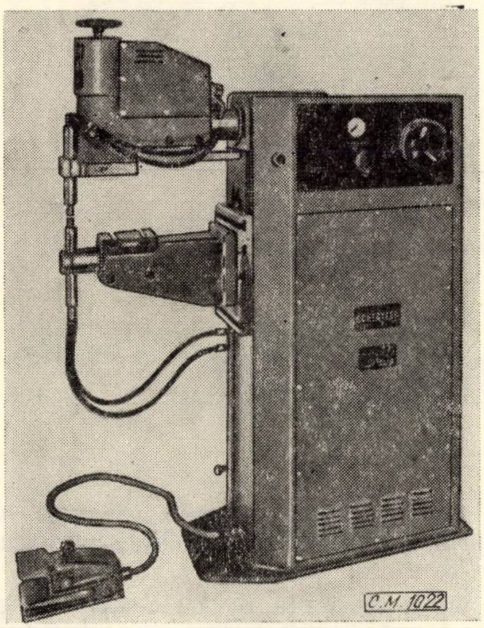


Fig. 2

Existînd inconveniente la sudarea electrodului lateral pe corpul bujiei, s-a ajuns, prin studii preliminare, la uzina Triumf — Cluj, la necesitatea mecanizării unei maşini de sudat prin puncte prezentînd siguranţă în exploatare şi în funcţionare.

Sistemul de acţionare a maşinii de sudat prin puncte se prezenta în felul următor : prin apsarea braţului *4* (fig. 3), manual, se obţinea forţa de apăsare pe electrod ; braţul superior oscila în jurul axului *2* montat pe carcasa transformatorului de sudură *6* şi era ţinut în poziţie deschisă cu ajutorul contragreutăţii *1* ; curentul de sudare se cupla cu ajutorul pedalei *5*. După cum se observă, parametrii de sudare —forţa de apăsare şi timpul — nu se puteau realiza constant, variind de la o sudură la alta, fapt care determina şi o posibilitate mare de rebutare. Curentul de sudare era reglabil prin comutarea la diferite poziţii ale bornelor transformatorului de sudare (fig. 4.) Neglijînd variaţia tensiunii din reţea, acest curent de sudare era constant în cazul sudării unor piese cu aceeaşi formă şi din acelaşi material. Se poate uşor aprecia că calitatea sudurii depinde foarte mult de oboseala muncitorului care execută în opt ore un număr de 6 000 — 8 000 de suduri prin puncte.

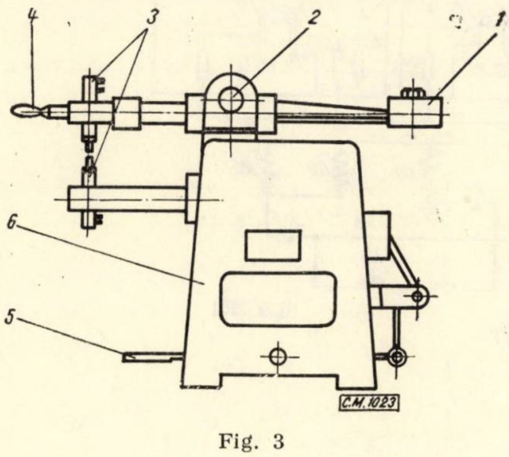


Fig. 3

Din considerentele arătate a rezultat necesitatea de îmbunătăţire a calităţii sudării prin puncte şi s-a ajuns la următoarele concluzii : trebuia efectuată acţionarea pneumatică a maşinii, realizînd un ciclu intermitent sau automat ; comanda ciclului trebuia realizată electronic în aşa fel ca timpii de apropiere, menţinere, timpul de trecere a curentului de sudare, timpul de forjare (menţinerea ulterioară) şi timpul de reîncepere a ciclului să fie uşor reglabili, reglajul asigurînd şi menţinerea lor la o valoare constantă.

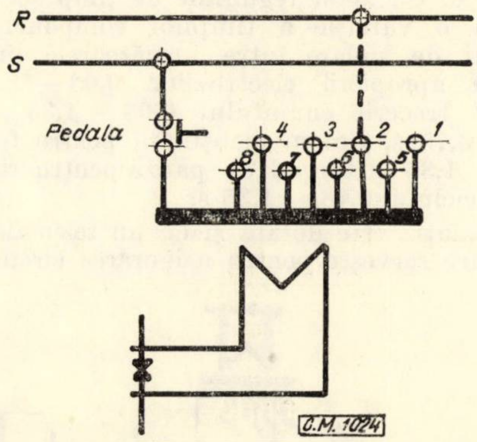


Fig. 4

Pentru asigurarea acestor condiţii s-a realizat mecanizarea parţială a unei maşini de sudat prin puncte tip AT Π — 10, transformînd acţionarea manuală în acţionare pneumatică (fig. 5).

Montînd în prelungirile braţelor oscilante un cilindru pneumatic *C* cu acţiune dublă, acţionarea se realizează prin punerea în funcţiune a unei valve electromagnetice *V*. Alimentarea cu aer comprimat se face de la reţea prin grupul de filtrare şi ungere a aerului sub presiune produs de uzina 1 Mai — Ploieşti şi compus din filtrul *F*, regulatorul de presiune *RP*, manometrul *M* şi ungătorul *U*. Dacă la *1* şi *2* ale electromagnetului *B* apare o tensiune de 220 V c.c., atunci valva *V* se deschide şi cilindrul pneumatic *C* acţionează braţele oscilante ale maşinii. Deci pentru efectuarea unui ciclu de sudare trebuie realizată comanda semnalului (tensiunii) pe bornele *1* şi *2* ale electrovalvei. Acest lucru a fost realizat cu ajutorul unui temporizator sovietic PBE-7-ia-2, a cărui schemă electrică este reprezentată în figura 6. Cu acest regulator de timp se poate realiza o variaţie a timpilor componenţi ai ciclului de sudare între următoarele limite: timpul apropierii electrozilor 0,03 — 1,35 s, timpul trecerii curentului 0,03 — 1,35 s sau 0,3 — 6,75 s, timpul menţinerii pentru forjare 0,03 — 1,35 s, timpul de pauză pentru reînceperea ciclului 0,03 — 1,35 s.

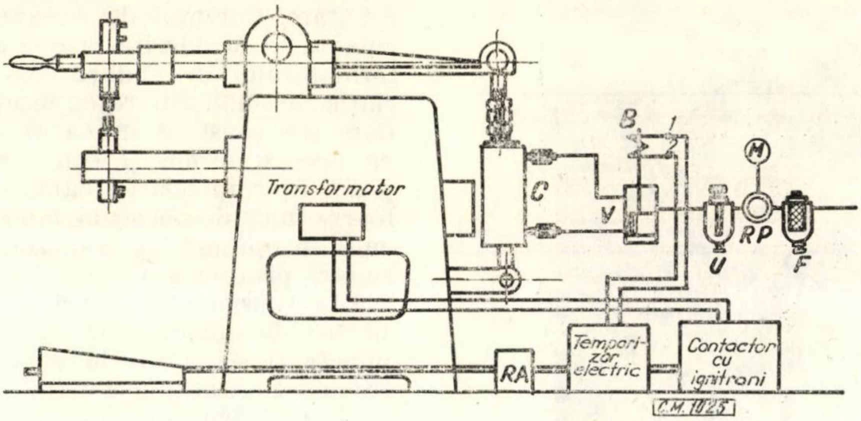

Transformator
B
1
2
C
V
M
RP
U
F
RA
Temporizator electric
Contactor cu ignitroni
C.M. 1025

Fig. 5

Instalaţia este dotată şi cu un releu de apă *RA* care serveşte pentru asigurarea circuitului electric în caz de scurgere a apei de răcire, necesară atît pentru răcirea electrozilor de sudare, cît şi pentru răcirea grupului ignitron.

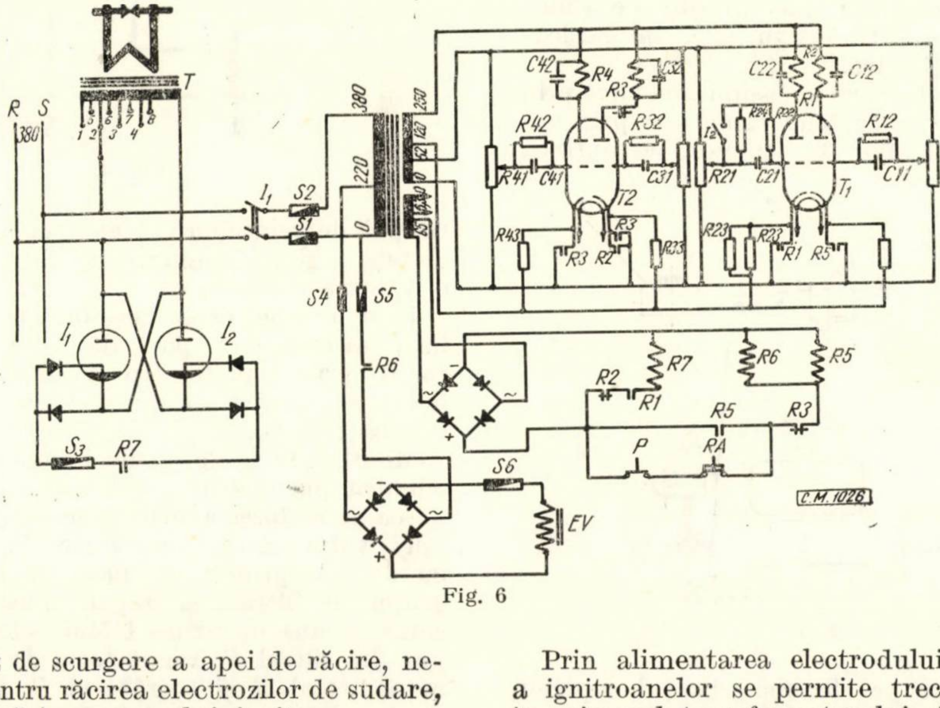

R
S
380
T
1
2
3
4
5
6
7
8
380
220
0
127
250
I1
S2
S1
S4
S5
R6
I1
I2
S3
R7
C42
R4
R3
C32
R42
R32
R41
C41
T2
C31
R43
R3
R2
R33
C22
R2
C12
R1
R24
R12
R21
C21
T1
C11
R11
R23
R22
R1
R5
R7
R6
R5
R2
R1
R5
R3
P
RA
S6
EV
C.M. 1026

Fig. 6

Apăsînd pe pedala *P*, contactele releului de apă *RA* fiind închise, curentul continuu creat de tensiunea de 65 V va trece prin bobina releului *R*5 care închide contactele, normal deschise. Prin aceasta se pune sub tensiune o parte din dubla triodă T_1.

Între timp, valva pneumatică este acţionată prin releul *R*6 care închide circuitul de curent continuu 220 V.

Tensiunea existentă în *C*11, aplicată grilei T_1, blochează tubul respectiv. În funcţie de constanta de timp *C*11 — *R*11 (reglabilă prin *R*11), tubul se deblochează după un anumit timp, iar curentul anodic declanşează releul *R*1 (a cărui bobină de acţionare se găseşte pe anodul T_1), care la rîndul său acţionează releul *R*7 şi acesta închide circuitul de pornire a grupului ignitron.

Prin alimentarea electrodului de aprindere a ignitroanelor se permite trecerea curentului în primarul transformatorului de sudare *TR*. Fiecare ignitron I_1 sau I_2 permite trecerea curentului primar pentru o jumătate de perioadă. Ignitroanele fiind legate în cruce, se poate realiza curentul primar în timp de 0,5 perioade şi submultiplii respectivi. Mai departe, *R*1, acţionînd, închide şi circuitul pentru partea a doua a dublei triode T_1. Timpul de menţinere în funcţiune a ignitroanelor depinde de curentul de grilă realizat prin descărcarea condensatorului *C*21. Curentul de grilă este reglat cu ajutorul potenţiometrului *R*21 care, de fapt, reglează timpul trecerii curentului în primarul transformatorului de sudare, deci şi a curentului de sudare. În funcţie de cuplarea rezistenţelor *R*22 şi *R*24 apar două intervale de reglabilitate.

Asemănător valva pneumatică este ţinută sub curent pînă cînd se descarcă şi condensatorul *C*31, reglabil, prin potenţiometrul *R*31 (timpul de menţinere). Timpul de reîncepere a ciclului este reglat prin condensatorul *C*41 şi potenţiometrul *R*41. Ciclul se reîncepe automat dacă pedala a fost ţinută în poziţia închisă. Astfel, se pot realiza cicluri intermitente de sudare. Contactorul asincron cu ignitroane este de fapt un contactor electric care permite conectarea primarului transformatorului de sudare de 10 kVA şi de 380 V.

Mecanizarea realizată la această maşină de sudat electric prin puncte este un exemplu referitor la posibilitatea de realizare în cadrul întreprinderilor a unor astfel de mecanizări care dau posibilitatea de îmbunătăţire calitativă a execuţiei unor produse şi de ridicare a tehnicităţii utilajelor existente la un nivel superior.

BIBLIOGRAFIE

[1] Elektronii reguliator vremeni. Zavod Elektrik, Leningrad, 1963.

[2] Ignitroni dlia kontaktnoi elektrosvarki. Zavod Elektrik, Leningrad, 1967.

[3] Programme de fabrication et de vente. Schlatter Schlieren, Suisse, 1967.

[4] Soudeuses par points, machines d'établi. Aro, Paris, 1967.

[5] Machines à souder par résistance. Electromécanique, Bruxelles, 1967.

[6] Tischpunktschweissmaschine. Keller et Knappich, Augsburg-Lechhausen, R.F.G., 1967.

[7] *Bär, F.*, *Boarnă, G.*, *Centea, D.*, *Ivancenco, A.*, *Marcu, V.*, *Micloşi, V.*, *Popovici, V.*, *Raţiu, M.*, *Sălăgean, T.*, şi *Stoianovici, P.* Sudarea metalelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[8] *Centea, O.* şi *Micloşi, V.* Maşină şi aparate pentru sudarea electrică. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

CZ 631.372 :629.114.2

Cu privire la cinematica ridicătoarelor hidraulice cu trei puncte de suspendare, pentru tractoare agricole pe şenile

Lucian NEGUŢ

Poziţia punctului de cuplare a tiranţilor inferiori la tractor şi efectul acestuia asupra randamentului energetic. Într-un studiu anterior* s-au determinat condiţiile de echilibru ale agregatului tractor — plug purtat, ca exemplu fiind luat tractorul S — 650 şi plugul reversibil PRP 3 — 40, acesta din urmă fiind conceput astfel încît să acopere la valoare nominală posibilităţile de tracţiune şi ridicare ale tractorului.

Deoarece cinematica ridicătorului în plan vertical, determinată de mecanismul patrulator format de către tractor (ca bază a mecanismului), tirantul central, cei doi tiranţi laterali şi triunghiul de prindere al maşinii agricole purtate, nu comportă probleme esenţial deosebite de acelea ale unui ridicător hidraulic de pe un tractor agricol pe roţi, considerate cunoscute, în cele ce urmează se va face o analiză a cinematicii ridicătorului în plan orizontal.

Aşa după cum s-a arătat, ridicătorul hidraulic al tractoarelor DT-54 A, T-74 şi S-650 este conceput spre a permite cuplarea tiranţilor laterali în trei poziţii distincte la care, ca urmare a concluziilor prezentului studiu, verificate experimental prin încercări cu plugul PRP 3 — 40, s-a adăugat cuplarea tiranţilor laterali pe bara de tracţiune la distanţa de 294 mm între articulaţii, simetric faţă de axa tractorului.

Pe baza valorilor deja calculate şi a figurii 1 se determină poziţia centrului de presiune al şenilelor cu solul, scriindu-se echilibrul de momente faţă de punctul 0 :

$$S = G_T + R_{PV} \sin\alpha = 7\,230 + 1\,500 = 8\,730 \text{ kgf};$$

$$G_T\, l = S \cdot x + R_{PV}\, d; \quad X = 422 \text{ mm},$$

în care :

G_T este greutatea tractorului, 7 230 kgf;
l — distanţa centrului de greutate de axa steluţei, 792 mm;
d — distanţa dintre punctul 0 şi R_p, 400 mm.

Trecînd la analiza echilibrului în plan orizontal al agregatului se observă că asupra plugului lucrează componenta R_H care deplasată pe direcţia ei se compune cu reacţiunea *P* a peretelui brazdei asupra plazului şi călciiului ultimei trupițe, obținîndu-se rezultanta R_{PH}.

---

* Construcţia de Maşini, nr. 6, 1967, p. 309—317.

La echilibru, această rezultantă trebuie să treacă prin punctul de legătură a plugului cu tractorul. Presupunînd că acest punct de legătură se găsește succesiv în 0_0, 0_1, 0_2, 0_3, 0_4, posibilitățile de cuplare 0_1, 0_2, 0_3 existînd pe ridicător, iar 0_4 fiind ales și analizînd efectul pe care fiecare din aceste poziții ale punctului de cuplare îl are, atît asupra valorii forței de tracțiune necesare pentru a învinge forța R_{PH}, cît și asupra echilibrului tractorului, se poate determina soluția optimă de cuplare a tiranților laterali ai ridicătorului pe bara de tracțiune a tractorului.

Dacă punctul de cuplare a plugului la tractor se află în 0_0, adică la intersecția prelungirii direcției forței R_{PH0} (fig. 2.) ca rezultantă a forțelor R_H și P, mutînd forța R_{PH0} în punctul P_0, pe linia ce unește cele două centre de presiune ale șenilelor și descompunînd-o pe direcția de înaintare și pe perpendiculara $S_d - S_s$, se obțin valorile forței R_{E0} și K_0, precum și excentricitatea e_0, față de axa tractorului. Forța K_0 va fi preluată de șenilele tractorului fără consum de energie și fără a-l dezechilibra; în schimb forța R_{E0} va genera un moment față de punctul P, a cărui valoare este: $M_0 = R_{E0} \times \times e_0$ și care va tinde să rotească tractorul înspre brazadă, prin încărcarea suplimentară a șenilei din dreapta și deci prin majorarea patinării acesteia. Notînd cu $T_s + \Delta T_s$ valoarea forței pe care trebuie s-o dezvolte șenila din dreapta și cu T_s valoarea forței pe care trebuie s-o dezvolte șenila din stînga, rezultă că se pot scrie următoarele relații:

$$(T_s + \Delta T_s) + T_s = R_E; \quad T_s \times E/2 = R_E \times e,$$

de unde:

$$T_s = \frac{2 \cdot e \cdot Re}{E} = \frac{2M}{E}.$$

Valorile calculate pentru forțele și momentele de mai sus sînt trecute în tabela 1.

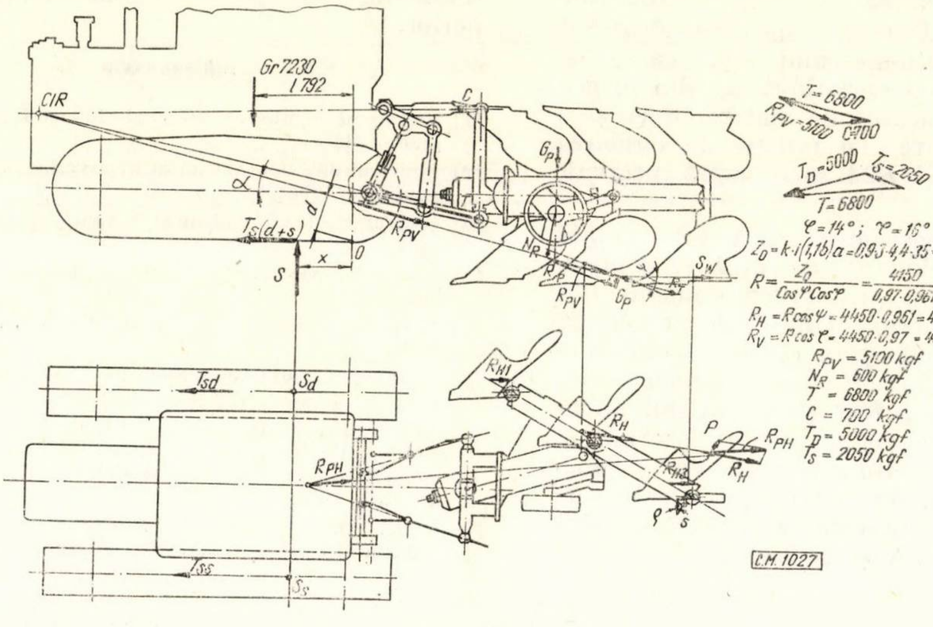


Fig. 1

Efectul acestei diferențe de încărcare a șenilelor tractorului, din cauza momentului M rezultă din figura 2, în care este dată curba de patinare a tractorului S — 650 pentru diferite valori ale forței la cîrlig. Din diagramă rezultă că pentru o forță la cîrlig egală cu 4 624 kgf cît este valoarea lui R_{E0}, patinarea tractorului va fi $\sigma \cong 6\%$, ambele șenile fiind egal încărcate, deci sarcina este axială, fiecărei șenile revenindu-i aproximativ 2 312 kgf. Din cauza momentului $M_0 = 136\,500$ kgf cm, forțele din cele două șenile nu sînt egale: șenila din dreapta va trebui să dezvolte o forță mai mare cu ΔT_s decît cea din stînga. Valoarea diferenței ΔT_s fiind egală cu 1 806 kgf, rezultă că:

$$(T_s + \Delta T_s) + T_s = R_E$$

sau:

$$T_s = 1\,409 \text{ kgf și } T_d = 3\,215 \text{ kgf}.$$

Aceste valori conduc la concluzia că, practic, tractorul nu poate dezvolta întreaga sa capacitate de tracțiune atunci cînd forța la cîrlig este aplicată la circa 30 cm de axa longitudinală, din cauza patinării șenilei mai încărcate, a cărei valoare tinde spre 100%.

Se vor analiza deci, în continuare, celelalte posibilități de cuplare, precum și efectele lor asupra capacității de tracțiune a tractorului.

Dacă punctul de cuplare al plugului la tractor este punctul 0_1, adică la mijlocul barei de

Tabela 1

Nr. crt.	Poziţia punctului de cuplare	Valoarea forţelor, kgf					ΔN_1, CP	e, cm	M_e, kgfm	Forţele din şenile		$\Delta T = T_d - T_s$	Patinarea şenilelor			ΔN_2, CP	ΔN_3, CP	ΔN_T, CP	$\frac{\eta_{cor}}{32{,}7\ m}$
		R_H	R_{PH}	ΔR_{PHI}	K	R_E				T_d, kgf	T_s, kgf		σ_d, %	σ_s, %	σ_m, %				
1	0_0	4 270	4 625	—	15	4 624	0	29,5	−136,5	3 215	1 409	1 806	100	3	—	—	—	—	—
2	0_1	4 270	4 875	250	525	4 560	2,6	8	+ 36,4	2 076	2 484	−408	5,5	9	7,25	3,55	0,24	6,39	7,34
3	0_2	4 270	4 740	115	265	4 650	1,2	11,5	− 53,5	2 675	1 975	700	13	5	9	4,47	0,636	6,306	9,66
5	0_3	4 270	4 720	105	230	4 560	1,1	14,5	− 66,0	2 716	1 844	872	14	4	9	4,38	1,325	6,805	10
4	0_4	4 270	4 835	210	425	4 640	2,18	1,5	+ 6,9	2 274	2 366	−92	6	6,5	6,25	3,1	0,048	5,364	1

Observaţii:

Valorile momentelor notate cu − tind să rotească tractorul spre brazdă, cele notate cu +, spre cîmp.

$\Delta N_1 = \frac{2{,}81 \cdot 10^3 \cdot \Delta R_{PHI}}{3\,600 \cdot 75}$ – valoarea puterii echivalente forţei ΔR_{PHI} la o viteză $V = 2{,}81$ km/h, CP.

$R_E = \sqrt{R_{PH}^2 - K^2}$, kgf.

ΔN_2 este puterea pierdută prin patinare.

ΔN_3 – puterea pierdută prin abaterea de la direcţia dreaptă.

$\Delta N_T = \Delta N_1 + \Delta N_2 + \Delta N_3$.

$\eta_{cor/23{,}7} = \frac{\textit{numărul de corectări de direcţie}}{\textit{23,7 m, spaţiul parcurs}}$

tracţiune, poziţie impusă prin construcţia ridicătorului şi indicată în notiţa tehnică pentru maşinile simetrice faţă de axa tractorului, deci şi pentru plugul reversibil, valorile caracteristice rezultate sînt trecute în tabela 1 (nr. crt. 2, în col. 1 — 14), în baza unui raţionament şi a unor calcule similare celor dezvoltate. În continuare, pentru a afla care este puterea pierdută prin patinare se determină, din diagramă, patinarea corespunzătoare fiecărei şenile, se face media şi se găseşte puterea pierdută cu relaţia:

$$\Delta N_2 = \frac{R_E\,(V_T - V_r)}{270} = \frac{4\,560\,(2{,}81 - 2{,}6)}{270} = 3{,}55\ \text{CP},$$

în care:

V_T este viteza teoretică;

$V_r = V_T\,(1 - \sigma)$ — viteza reală (σ fiind patinarea);

R_E — componenta pe direcţia de înaintare a forţei R_{PH}.

Cu patinarea medie calculată mai sus tractorul se deplasează după o direcţie care nu este însă dreaptă.

Spaţiul real pe care-l parcurge tractorul, a cărui traiectorie este dată în figura 4*a*, este marcat de trei porţiuni distincte, din care: porţiunea *1 — 2* pe care tractorul o parcurge cu o patinare mai mare a şenilei din dreapta, rotindu-se deci în jurul punctului 0, cu o rază determinată în continuare (fig. 5).

Dacă vitezele şenilelor sînt V_d şi V_s, ducînd o dreaptă prin extremităţile vectorilor respectivi, aceasta intersectează dreapta perpendiculară pe axa tractorului în punctul *P*, în 0. Se pot scrie deci relaţiile:

$$\frac{V_d}{R} = \frac{V_s}{r}; \quad r = R - E,$$

din care se obţine:

$$R = E_V \frac{V_d}{- V_s},$$

în care, înlocuind valorile vitezelor V_d şi V_s din tabela 2, se obţin valorile razei $R_m = R - \frac{E}{2}$ (din aceeaşi tabelă), aceasta fiind traiectoria punctului *P* al tractorului.

Tractorul împreună cu plugul se pot deplasa după această traiectorie pînă cînd punctul *P* s-a depărtat cu circa 100 mm de poziţia iniţială, ceea ce va reprezenta o mărire echivalentă cu 100 mm a lăţimii de lucru a plugului. Distanţa parcursă pe direcţia de înaintare va fi $l_v = (R_m - 100)$ tg α, valoarea unghiului α rezultînd din $\cos\alpha = (R - 100)/R$.

Deplasarea reală a tractorului este $l_{vr} = l_{v/\cos\alpha}$, iar diferenţa $l_{vr} - l_v = \Delta l_1$ va reprezenta spaţiul suplimentar, parcurs în mod inutil de agregat pe parcursul *1 — 2*.

Din punctul *2*, tractorul (cu plug) poate fi readus în poziție corectă față de peretele brazdei, cel mai economic, prin două viraje succesive, așa cum rezultă din figura 4.

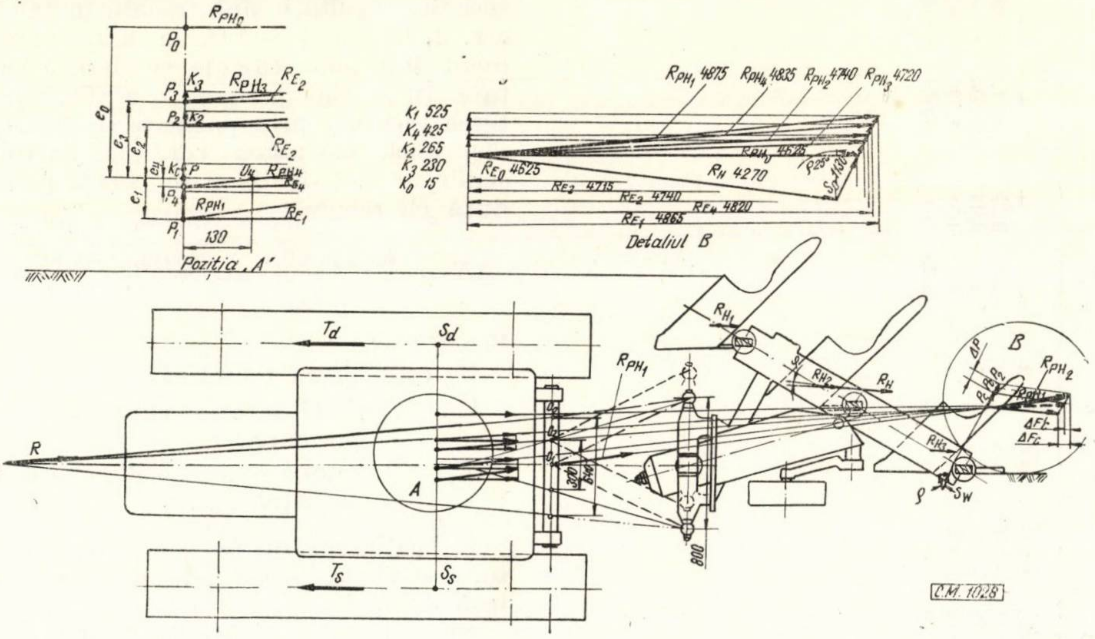

R_{PH_0}
P_0
P_3
K_3
R_{PH_3}
R_{E_2}
P_2
K_2
e_0
e_3
e_2
e_1
P_4
R_{PH_1}
R_{E_1}
P_1
130
Poziția „A"
K_1 525
K_4 425
K_2 265
K_3 230
K_0 15
R_{PH_1} 4875
R_{PH_4} 4835
R_{PH_2} 4740
R_{PH_3} 4720
R_{E_0} 4625
R_H 4270
R_{E_3} 4715
R_{E_2} 4740
R_{E_4} 4820
R_{E_1} 4865
Detaliul B
T_d
S_d
T_s
S_s
O_3
R
A
B
R_{PH_1}
R_{PH_2}
R_H
S_W
ΔF_t
ΔF_c
800
C.M. 1028

Fig. 2

Și în acest caz rezultă însă un spațiu efectiv parcurs de agregat l_{cr} mai lung decît deplasarea în linie dreaptă l_c, diferența fiind $\Delta l_2 = l_{cr} - l_c$. Suma spațiilor suplimentare parcurse de agregat între punctele 1 — 4 va fi:

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2.$$

Randamentul deplasării va fi:

$$\eta_3 = l - \frac{l}{l_t},$$

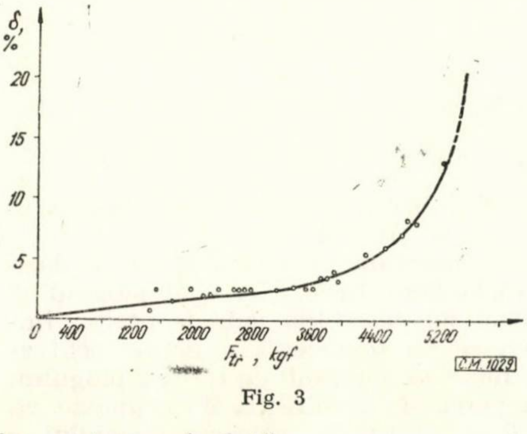


Fig. 3

iar puterea pierdută:

$$\Delta N_3 = (l - \eta_3)\, N_T.$$

Valorile găsite se trec în tabela centralizatoare *2* spre a putea fi ușor comparate cu valorile ce se vor determina în continuare pentru celelalte cazuri de cuplare.

Analizînd în continuare valoarea randamentului deplasării, din cauza deplasării tractorului pe o traiectorie care nu este în linie dreaptă pe direcția de înaintare, în cazul cînd punctul de cuplare a plugului se află în O_2, cu 147 mm la dreapta axei de simetrie a tractorului, punct prevăzut pe ridicător pentru cuplarea plugurilor (semi) purtate, nereversibile, se constată, așa

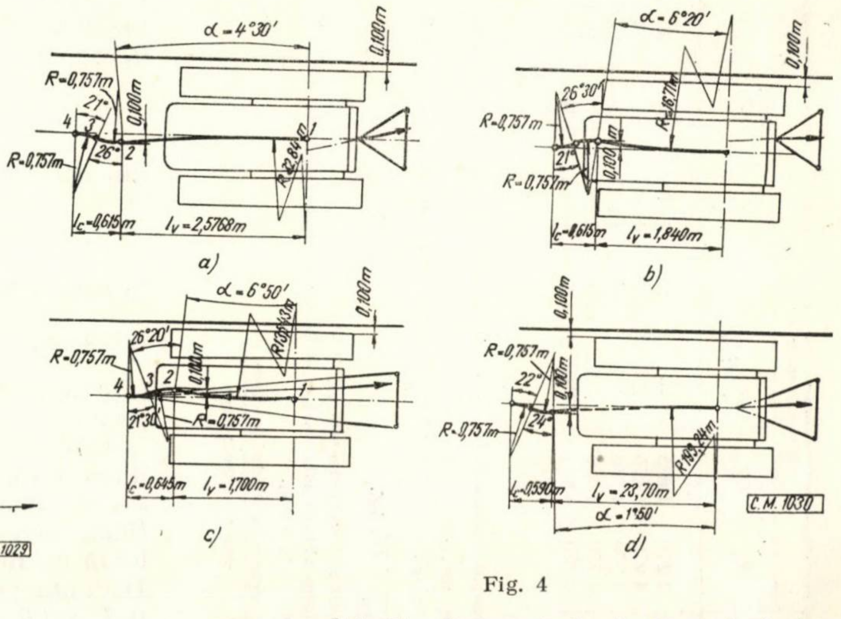

α = 4°30'
0,100 m
R = 0,757 m
21°
26°
4
3
2
1
R = 22,84 m
l_c = 0,615 m
l_v = 2,5768 m
a)
α = 6°20'
26°30'
R = 16,71 m
l_c = 0,615 m
l_v = 1,840 m
b)
α = 6°50'
26°20'
R = 10,93 m
21°30'
l_c = 0,645 m
l_v = 1,700 m
c)
22°
24°
R = 193,2 m
l_c = 0,590 m
l_v = 23,70 m
α = 1°50'
d)
C.M. 1030

Fig. 4

cum rezultă din figura 4, *b* că alura traiectoriei este similară celei stabilite anterior. De data aceasta însă tractorul tinde să se deplaseze spre brazdă, deoarece șenila din dreapta va patina mai mult decît cea din stînga.

Valorile găsite pentru mărimile caracteristice analizate, referitoare la pierderea de putere a tractorului, ca urmare a faptului că acesta se deplasează după curba din figura 4, *b* sînt trecute în tabela 2.

În tabela centralizatoare 1 au fost trecute valorile corespunzătoare coloanelor 1 — 16, precum şi valoarea ΔN_3 (col. 17) găsită prin intermediul valorilor din tabela 2.

Tabela 2

Nr. crt.	Mărimea		Punctul de cuplare în:			
			O_1	O_2	O_3	O_4
1	Viteza şenilei dreapta,	km/h	2,67	2,44	2,41	2,64
2	Viteza şenilei stînga,	km/h	2,55	2,67	2,695	2,62
3	Raza de viraj R_m,	m	32,84	16,74	13,543	199,24
4	Spaţiul l_v,	m	2,5768	1,840	1,700	23,7
5	Spaţiul l_{vr},	m	2,5845	1,851	1,733	23,7
6	Diferenţa $\Delta l_1 = l_v - l_{vr}$,	m	0,0077	0,011	0,033	0
7	Spaţiul l_c,	m	0,615	0,615	0,645	0,59
8	Spaţiul l_{cr},	m	0,620	0,628	0,660	0,608
9	Diferenţa $\Delta l_2 = l_{cr} - l_c$,	m	0,005	0,013	0,015	0,018
10	Suma $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$,	m	0,0127	0,024	0,048	0,018
11	Suma $l_t = l_v + l_c$,	m	3,1918	2,455	2,345	24,29
12	Raportul $\frac{\Delta l}{l_t} 100$,	%	0,4	0,977	21,04	0,074
13	Puterea pierdută ΔN_3,	CP	0,24	0,636	1,325	0,048

A treia posibilitate de cuplare a plugului la tractor permisă de ridicător este caracterizată prin punctul O_3 ca centru instantaneu de rotaţie al tiranţilor laterali ai ridicătorului, cuplaţi la extremităţile barei de tracţiune a tractorului, punct care se află pe axa de simetrie a tractorului, deci satisface condiţia de cuplare a plugurilor reversibile, precum şi a altor maşini agricole simetrice.

Pe baza figurii menţionate se determină şi pentru această situaţie valorile mărimilor caracteristice, care se trec în tabelele 1 şi 2.

Rezultatele obţinute conduc la o primă concluzie importantă privind influenţa poziţiei punctului de tracţiune asupra echilibrului tractorului, precum şi asupra randamentului transmisiei acestuia. Într-adevăr, trecînd în coloana 17 a tabelei 1 rezultatele obţinute în tabela 2 privind puterea pierdută, ca urmare a deplasării tractorului pe o traiectorie care nu este pe direcţia de înaintare şi însumînd în coloana 18 valorile calculate pentru această putere, precum şi pentru puterea pierdută, ca urmare a creşterii forţei R_{PH} din cauza unghiului format cu direcţia de înaintare (coloana 7) şi de asemenea pentru puterea pierdută, ca urmare a patinării suplimentare datorate încărcării inegale a şenilelor, se obţin următoarele valori:

— punctul de cuplare în O_1:

$$\Delta N_T = \Delta N_1 + \Delta N_2 + \Delta N_3 = 2{,}6 + 3{,}55 + 0{,}24 = 6{,}39, \text{ CP};$$

— punctul de cuplare în O_2:

$$\Delta N_T = \Delta N_1 + \Delta N_2 + \Delta N_3 = 1{,}2 + 4{,}47 + 0{,}636 = 6{,}306, \text{ CP};$$

— punctul de cuplare în O_3:

$$\Delta N_T = \Delta N_1 + \Delta N_2 + \Delta N_3 = 1{,}1 + 4{,}38 + 1{,}325 = 6{,}805, \text{ CP}.$$

La acestea trebuie să fie adăugate şi manevrele efectuate de tractorist pentru a menţine tractorul pe direcţie. Aceste manevre trebuie executate după cum urmează:

— punctul de cuplare în O_1: viraj la stînga la fiecare 3,1918 m;

— punctul de cuplare în O_2: viraj la dreapta la fiecare 2,455 m;

— punctul de cuplare în O_3: viraj la dreapta la fiecare 2,345 m;

deci cel mai frecvent în cazul cuplării maşinii agricole în O_3.

Se impune deci concluzia esenţială că, cu cît punctul real de tracţiune este mai excentric faţă de centrul de presiune P, cu atît randamentul de transmisie a tractorului este mai necorespunzător şi condiţiile de exploatare sînt mai grele, lucru confirmat de datele finale incluse în coloanele 14 şi 15 ale tabelei 1.

Rezultă deci că soluţionarea problemei constă în alegerea punctului de tracţiune 0, astfel încît în timpul lucrului acesta să fie cît mai aproape de centrul de presiune P.

Poziţia punctului de cuplare a tiranţilor inferiori la tractor şi efectul acesteia asupra solicitărilor plugului. Se va analiza comportarea, atît a tractorului, cît şi a plugului în timpul lucrului la virajele spre stînga sau spre dreapta pentru aceleaşi variante de cuplare a plugului la tractor, respectiv în punctele O_1 O_2, O_3 O_4. Se vor considera, de asemenea, condiţiile de lucru din capitolul anterior, adică acelea în care tractorul dezvoltă forţa de tracţiune maximă.

Pentru execuţia unui viraj spre brazdă se va bloca şenila din dreapta, urmînd ca numai şenila din stînga să fie motoare. Rezultă că în această situaţie tractorul se va roti în jurul centrului de presiune s_d al şenilei din dreapta, şenila din stînga dezvoltînd o forţă de aderenţă a cărei valoarea maximă, conform diagramei, este de aproximativ 3 000 kgf.

Rezultă că în punctul de cuplare O_1 se va exercita asupra plugului o forţă F_c, a cărei valoare va fi dată de echilibrul de momente în jurul punctului s_d, direcţia fiind evident dată de direcţia vitezei, adică tangentă la curbă în punctul O_1 (fig. 6). Se poate deci scrie :

$$T_s \cdot E = F_{cl}\, r_1$$

sau :

$$F_{cl} = T_s \frac{E}{r_1} = 3000 \times \frac{1\,514}{1015} = 4\,470 \text{ kgf},$$

în care :

$r_1 = 1\,015$ mm este determinat grafic.

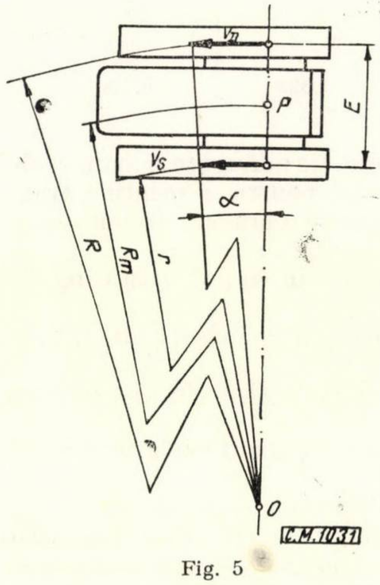


Fig. 5

Aşadar, în cazul execuţiei unui viraj spre dreapta, tractorul exercită asupra plugului o forţă $F_{cl} = 4\,470$ kgf, unghiul format cu direcţia de înaintare fiind $\gamma_1 = 42°$.

Componentele T_1 pe direcţia de înaintare şi N_1 transversală au valorile :

$$T_1 = F_{cl} \cos\gamma_1 = 4\,470 \cdot \cos 42° =$$
$$= 4\,470 \cdot 0{,}74 = 3\,330 \text{ kgf};$$
$$N_1 = F_{cl} \sin\gamma_1 = 4\,470 \cdot \sin 42° =$$
$$= 4\,470 \cdot 0{,}66913 = 3\,000 \text{ kgf}.$$

După cum se vede componenta pe direcţia de înaintare T_1 are o valoare insuficient de mare pentru a putea deplasa plugul.

Pentru a executa totuşi virajul, tractoristul va fi obligat să execute manevra, cuplînd parţial şi şenila din dreapta, redresarea executîndu-se deci mult mai greoi decît a fost apreciat mai sus la punctul *A*. De altfel, în momentul execuţiei virajului, însăşi rezultanta R_{PH} a plugului îşi va modifica substanţial valoarea şi direcţia, deoarece ca urmare a direcţiei forţei F_{cl}, găsită mai sus, forţele de frecare între trupiţe şi peretele brazdei vor creşte foarte mult.

Esenţial însă, pentru caracteristica efectului pe care punctul de cuplare O_1 îl are asupra agregatului, este efectul pe care îl are asupra plugului componenta N_1. Într-adevăr dacă componenta T_1 exercitată de tractor asupra plugului este mai mică în timpul virajului decît în timpul mersului în linie dreaptă, în schimb componenta N_1va genera în barele suport ale trupiţelor din faţă şi din mijloc forţele P_f şi P_m ca reacţiuni ale peretelui brazdei asupra plazurilor.

Făcînd echilibrul de momente faţă de punctul de contact al călcîiului trupiţei din spate cu peretele brazdei *A*, se găseşte :

$$N_1 L = P_{fl}\, 2l + P_m l_1,$$

deoarece :

$$P_{m1} = P_f/2\,;$$
$$N_1 L = P_{fl}\, 2l + P_{fl}/2l$$

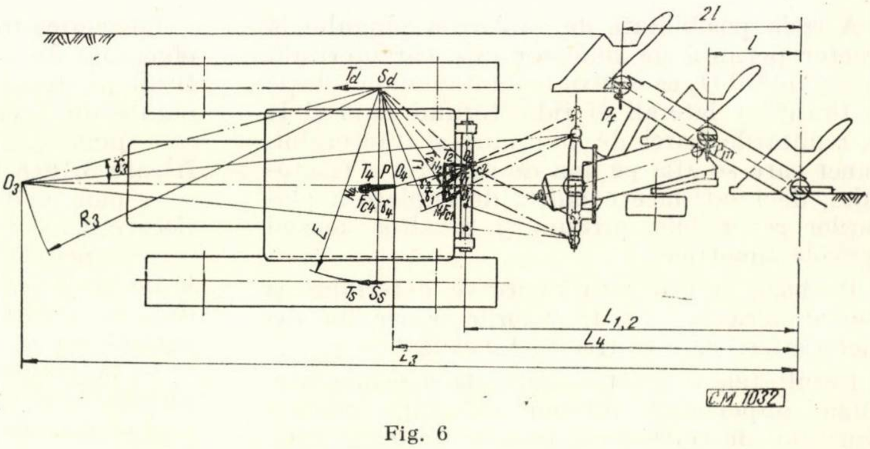


Fig. 6

sau :

$$P_{fl} = \frac{2}{5}\,; N_1 \frac{L}{l}\,.$$

Cu valorile determinate grafic pentru :

$$L = 2840 \text{ mm şi } l = 700 \text{ mm};$$
$$P_{f1} = \frac{2}{5} \cdot 3\,000 \cdot \frac{2\,840}{700} = 4\,870 \text{ kgf};$$
$$P_{m1} = P_{f/2} = 4\,870/2 = 2\,435 \text{ kgf}.$$

Aşadar, în timpul execuţiei virajelor spre dreapta, punctul O_1 se deplasează pe un arc de cerc spre cîmp, ceea ce face ca asupra plugului să se exercite o forţă F_{c1}, a cărei componentă T_1 pe direcţia de întîlnire este insuficientă pentru a-l putea deplasa, dar a cărei componentă transversală N_1 este de aproape cinci ori mai mare decît cea preluată la trupiţa din spate în timpul deplasării în linie dreaptă ($P_N = 1\ 030$ kgf). Dimensionarea barei trupiţei pentru preluarea acestei solicitări nu poate fi luată în considerare, deci şi din acest punct de vedere cuplarea plugului în punctul O_1, aşa cum se indică prin construcţia ridicătorului este greşită.

Reluînd acest raţionament pentru celelalte trei puncte de cuplare ale tiranţilor laterali, se obţin datele din tabela 3. Cu privire la aceste date se poate face o serie de constatări. Astfel, pentru poziţia tiranţilor laterali, determinînd punctele virtuale de tracţiune în O_1, O_2 şi O_3, în cazul execuţiei de viraje în sarcină, plugul este puternic solicitat transversal, asupra suportului trupiţelor din faţă exercitîndu-se forţe foarte mari, cuprinse între 4 840 şi 6 100 kgf, care ar comporta dimensiuni neraţionale ale acestora.

Tabela 3

Punctul de cuplare în :	Sensul virajului	Valoarea razelor $r_1 \ldots r_4$, mm	Valoarea distanţelor $L_1 \ldots L_4$, mm	Valoarea forţelor			
				$F_{C1}-F_{C4}$, kgf	T_1-T_4, kgf	N_1-N_4, kgf	$P_{f1}-P_{f4}$, kgf
0_1	dreapta	1 015	2 840	4 470	3 330	3 000	4 840
0_2	dreapta	900	2 840	5 040	3 370	3 750	6 100
0_3	stînga	3 280	6 720	1 385	312	1 350	5 180
0_4	dreapta	760	3 375	5 960	5 900	1 030	1 985

În cazul punctului O_3 virajul nu este posibil, întrucît valoarea forţei F_{c3} este de numai 1 385 kgf, deşi forţa transversală este în valoare de 5 180 kgf.

Ca o concluzie finală rezultă că pentru a fi asigurată o exploatare corectă din toate punctele de vedere a tractoarelor pe şenile ce lucrează în agregat cu maşini, a căror rezistenţă la înaintare nu se găseşte pe axa de simetrie a tractorului, este necesar ca punctul de acţiune al acestei rezistenţe asupra tractorului să coincidă cu centrul de presiune al suprafeţelor de contact al şenilelor cu solul.

Prin realizarea acestei condiţii se vor obţine următoarele avantaje :

— eliminarea pierderilor de putere din cauza încărcării şi patinării inegale a şenilelor şi a abaterii tractorului de la linia dreaptă ;

— eliminarea necesităţii de a se corecta în permanenţă direcţia de mers, deci protejarea mecanismelor de direcţie şi îmbunătăţirea condiţiilor de exploatare pentru tractorist ;

— posibilitatea executării virajelor în timpul lucrului şi eliminarea suprasolicitărilor tractorului şi plugului în timpul virajelor.

Deoarece poziţia centrului de presiune este diferită pentru diferitele condiţii de lucru — tipul şi parametrii de bază ai plugului, tipul de sol şi adîncimea de lucru — rezultă că rezolvarea completă a acestei cerinţe constă în crearea posibilităţii de a varia poziţia punctului de cuplare O, astfel încît acesta să poată fi plasat întotdeauna pe dreapta $S_a - S_s$.

Constructiv, această condiţie este realizabilă dacă punctele de cuplare ale tiranţilor ridicătorului pe bara de tracţiune a tractorului pot fi deplasate în lungul barei printr-un reglaj cît mai fin şi cît mai simplu.

Pentru agregarea plugului PRP 3—40, de exemplu, este necesar să se asigure o distanţă de 300 mm între cele două articulaţii ale tiranţilor pe bara de tracţiune, care determină o poziţie corespunzătoare a punctului virtual de cuplare O_4.

Brevete

Brevet nr. 48918 — 23.X.1967 — **Taler de contactare lichid-vapori, cu clapete hidrodinamice.** Ing. Victor Schorr, ing. Ştefan Teodorescu şi ing. Elena Platon.

Printre tipurile de talere apărute recent sînt şi talerele tip supapă. Aceste talere, care au o capacitate ridicată, sînt formate din talere perforate, montate orizontal, deasupra fiecărui orificiu de pe taler găsindu-se cîte o placă de diametru puţin mai mare decît orificiul. Ca urmare a presiunii vaporilor de sub taler, aceste plăci se ridică, permiţînd trecerea vaporilor care barbotează prin lichidul de pe taler. Plăcile, care au forma uşor bombată spre partea superioară, au greutăţi diferite pentru obţinerea unei eficacităţi relativ constante la o mare variaţie a debitului de vapori prin coloană, iar pentru a nu fi aruncate, sînt susţinute de dispozitive de ghidare care le limitează cursa. Acest sistem de talere de tip supapă prezintă însă dezavantajul că la debite mici de vapori supapa se ridică neuniform, ceea ce conduce la trecerea vaporilor printr-o singură parte a orificiului şi deci o contactare mai slabă cu lichidul.

Prezenta invenţie înlătură neajunsurile menţionate, prin aceea că, în vederea realizării unei distribuţii uniforme a vaporilor sau gazelor, talerul este format dintr-o tablă perforată avînd amplasată în fiecare orificiu cîte o supapă cu profil hidrodinamic, de exemplu, parabolic, conic, sau în formă de clopot, orientată cu convexitatea în jos, spre şi prin orificiul de pe taler, iar pentru ghidarea şi fixarea supapei în orificiul talerului, acesta este prevăzut cu un dispozitiv cu trei sau patru tije de ghidaj în jurul orificiului, astfel încît, în timpul funcţionării, datorită autocentrării în fluxul ascendent al vaporilor şi a micşorării căderii de presiuni dinamice, supapa pluteşte normal în curentul de vapori, asigurînd o distribuţie circular-uniformă a acestora, prin orificiu, în lichidul de pe taler.

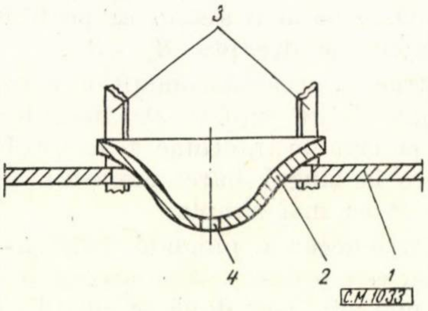


Fig. 1

Se dă mai jos un exemplu de realizare a invenţiei, în legătură şi cu figurile 1 şi 2, care reprezintă :

— figura 1 — o secţiune longitudinală în plan vertical printr-o porţiune din taler ;

— figura 2 — un detaliu al orificiului.

Într-o perforaţie a unui taler *1* se amplasează o clapetă *2* cu profil hidrodinamic parabolic, care are limitată cursa de către un dispozitiv de ghidare *3* cu trei sau patru tije de ghidaj montate pe talerul *1* în jurul orificiului ; pentru evitarea al dunării lichidului în partea concavă a clapetei *2* în momentu opririi coloanei, în partea de jos a clapetei, aceasta este pree văzută cu un orificiu *4*, avînd diametrul de 2—3 mm, carpermite scurgerea completă a lichidului prins în supapă ; pentru evitarea blocării supapei în poziţia complet închis, într-o margine a ei se găseşte o denivelare de 0,5—1 mm pe o lungime de 1—2 mm. Pentru a reduce şi mai mult căderea de presiune dinamică la trecerea vaporilor prin orificii, acestea se profilează în formă de ajutaj *a*, ambutisarea orificiului fiind făcută în acest caz pe faţa de jos a talerului ; pentru evitarea reţinerii de lichid pe taler la oprirea coloanei, talerul cu orificii în formă de ajutaj este prevăzut cu găuri de scurgere *5*.

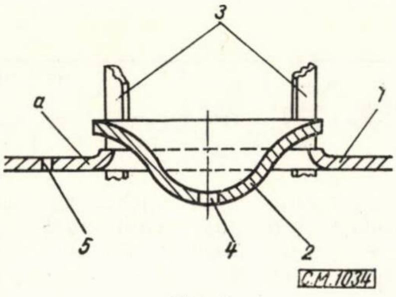


Fig. 2

Talerul de contactare lichid-vapori, conform invenţiei, prezintă avantajul realizării unei autocentrări a supapelor în fluxul de vapori şi deci o repartizare uniformă a vaporilor, asigurîndu-se astfel o eficacitate ridicată chiar la debite mici de vapori ; în plus, se obţine o cădere de presiune dinamică mai mică, precum şi evitarea blocării supapei în ghidajul mecanic.

Documentare

Sistem de aprindere electronic cu trenuri de scîntei pentru motoarele cu ardere internă. În : Rivista di Ingegneria, nr. 6, 1968.

Institutul Naţional de Motoare al Consiliului Naţional de Cercetări — Italia a prezentat, la al 15-lea Congres Internaţional de Electronică Nucleară şi Teleradiocinematografie ţinut la Roma (aprilie a.c.), un nou sistem de aprindere electronică pentru motoarele cu ardere internă.

Specific noii metode de aprindere — în comparaţie cu aprinderea prin bujie obişnuită — este utilizarea unor trenuri succesive de scîntei de frecvenţă ridicată (100 kHz), în loc de o singură scînteie realizată prin sisteme clasice de tipul cu întrerupere mecanică a circuitului primar sau de tipul cu transistori (descărcarea unui condensator).

Celelalte caracteristici ale noului sistem sînt : eliminarea ruptorului mecanic, determinarea semnalului de control pentru trenul de scîntei cu ajutorul unui pick-up electromagnetic, posibilitatea de reglare — în faza experimentală — a duratei trenului de scîntei, posibilitatea de alimentare a sistemului de la bateria de acumulatoare a autovehiculului.

Noul sistem a fost încercat pe un monocilindru de laborator şi pe un motor cu patru cilindri pentru tracţiune terestră. Rezultatele încercărilor realizate au precizat următoarele avantaje : posibilitatea de aprindere a unor amestecuri mai sărace decît în cazul utilizării sistemului clasic, pornire uşoară la temperaturi joase, creşterea siguranţei în exploatare datorită lipsei ruptoarelor mecanice.

În continuare, studiul noului sistem urmăreşte simplificarea instalaţiei respective pentru a se reduce ancombramentul şi costul; se mai urmăreşte verificarea reducerii consumului specific de combustibil şi a micşorării efectului de poluare a atmosferei prin coborîrea conţinutului de oxid de carbon în gazele de evacuare.

M.S.

Motoare Nordberg cu supraalimentare în două trepte.

În : Rivista di Ingegneria, iunie 1968.

Presiunea medie efectivă a motoarelor Diesel Nordberg de 6 şi 8 cilindri în linie a putut fi mărită de la 14 la 18 kgf/cm², prin utilizarea unei instalaţii de supraalimentare în două trepte, formată din două turbocompresoare Brown Boveri. Turbocompresorul de înaltă presiune funcţionează cu impulsuri, iar cel de joasă la presiune constantă. Combinarea celor două sisteme asigură o reacţiune rapidă la variaţii bruşte ale sarcinii cum şi un randament ridicat la utilizarea energiei conţinute în gazele de evacuare. Între cele două trepte de supraalimentare este plasat un dispozitiv pentru răcirea aerului comprimat.

Aceste motoare ating un randament de 43% în versiunea cu combustibil dublu.

Pentru a face faţă unei presiuni maxime de ardere de circa 100 kgf/cm², a fost modificată chiulasa, realizată din fontă maleabilă. De asemenea, a fost redimensionat arborele cotit precum şi bielele — acestea fiind prevăzute cu cuzineţi de maneton din aluminiu, rezistenţi la o presiune specifică ridicată.

Motoarele sînt prevăzute cu dispozitiv special pentru întîrzierea închiderii supapei de admisiune la creşterea sarcinii. Cele destinate acţionării alternatoarelor electrice posedă un regulator electronic — similar unui calculator analogic — care primeşte semnalul electric al transformatoarelor de măsură ale generatorului şi îl transformă în semnal pneumatic ce acţionează asupra supapei de reglaj din colectorul de admisiune.

M.S.

Tratamentul termic al unor organe ale aparaturii de alimentare cu combustibil.

I. Ş. Svet. În: Traktori i selhozmaşini, nr. 6, 1968.

Pentru asigurarea unei comportări corespunzătoare în exploatare a organelor aparaturii de alimentare cu combustibil se aplică tratamente termice prin care duritatea organelor atinge 56—62 HRC. Metoda cea mai eficientă constă în călirea CIF, folosită, de exemplu, la corpul tachetului, la pîrghia de antrenare a pistonului plonjor în mişcare de rotaţie şi la corpul injectorului. Tratamentul se efectuează pe generatoare CIF tip GZ-46 sau LGZ-67.

Corpul tachetului se execută prin turnare de precizie din oţel 20. Pentru a îndepărta tensiunile remanente la turnare şi a pregăti structura materialului în vederea tratamentelor ulterioare, corpul tachetului este supus mai întîi unei normalizări. În continuare are loc debavurarea, curăţarea, corectarea şi cementarea, iar în final călirea CIF, în urma căreia duritatea suprafeţei exterioare ia valoarea minimă de 58 HRC, duritatea orificiului de montare a axului rolei este mai mică. Pentru călire se utilizează un inductor profilat cu două spire. Regimul de lucru este caracterizat prin : tensiune maximă — 8,7 kW ; curent anodic — (4...2) A ; curent de grilă — (0 ,7...0,85) A ; numărul de becuri — 2 ; numărul de tuburi redresoare cu gaz — 2 ; durata încălzirii — 7 s. Tensiunile remanente la călire sînt îndepărtate prin revenire la 180°C, timp de 1 oră.

Conform unei scheme mai noi de lucru, se dispun 18 corpuri de tachet pe o bară cu diametrul puţin mai mic decît diametrul interior al corpului. Între corpurile adiacente se plasează plăci metalice. Suprafaţa exterioară a corpurilor este călită CIF prin încălzire continuă pe un generator M 13-108.

La pîrghia de antrenare a pistonului plonjor, fabricată prin turnare de precizie din oţel 40 H, care se căleşte CIF pe o lungime de 20 mm. Operaţia se efectuează pe un dispozitiv special, pe care se prind 40 piese, cu un inductor cu două spire. Parametrii de lucru : tensiune maximă — 9 V ; curent anodic — (2,5 ...3) A ; curent de grilă — (0,1...0,3) A ; durata încălzirii — 12 s ; răcire în ulei. Duritatea porţiunii tratate, avînd structura finală martensitică, se ridică la 50—52 HRC. După călire, piesele sînt revenite la 400°C, timp de 40 min.

Corpul injectorului, de oţel 20, se căleşte CIF frontal pe lungimea de 3,3 mm, pînă la 60 HRC. O eficienţă sporită s-a obţinut fabricînd corpul din oţel 55, la care, prin încălzire CIF şi răcire în ulei, lungimea călită este de 3—3,2 mm, adîncimea de călire — 2,5 mm şi duritatea — (61...63) HRC. Pentru acest tratament s-a realizat o instalaţie specială cuprinzînd buncărul de încărcare în depozit şi rotorul cu 18 bucşe elastice de strîngere, montate pe axul de rotaţie. Turaţia acestuia este de 1,5 rot/min. Piesele fixate în bucşele elastice sînt trecute de rotor prin dreptul inductorului în formă de arc, sînt încălzite la temperatura de călire şi lansate apoi în baia de ulei. Durata încălzirii este de 7 s, iar durata totală a operaţiei de 15 s.

G.Z.

O nouă maşină pentru prelucrarea materialelor dure cu ajutorul ultrasunetelor.

În : Rivista di Meccanica, nr. 429, 1968.

Această nouă maşină pentru prelucrare cu ajutorul ultrasunetelor a fost studiată în mod special (Dawe Instruments Ltd — Londra) pentru prelucrarea materialelor dure.

Scula diamantată care are o mişcare rectilinie alternativă de frecvenţă ultrasonică este dotată şi cu o mişcare de rotaţie rapidă.

Maşina permite obţinerea unei precizii de ± 0,02 mm în sticlă şi de ±0,01 mm în material ceramic, adîncimea de lucru atingînd cîţiva centimetri ; se pot realiza operaţii de rectificare, canelare, filetare etc.

Schema generală de principiu apare în figura 1 : *1* — motor electric ; *2* — mandrină ; *3* — traductor ; *4* — sculă ; *5* — coloană ; *6* — manometru ; *7* — ventil pentru reglarea presiunii ; *8* — piston balansier ; *9* — cilindru ; *10* — preaplin ; *11* — rezervor ; *12* — pompă ; *13* — masă de lucru.

Mişcarea axială a sculei este comandată — printr-un traductor — de un generator de ultrasunete (20 Hz). Traductorul şi scula formează un complex mobil acţionat de un motor electric. Capul port-sculă alunecă pe o glisieră verticală, fiind echilibrat de un piston ce se deplasează într-un cilindru, alimentat cu ulei sub presiune. Contragreutatea asigură o presiune constantă a sculei.

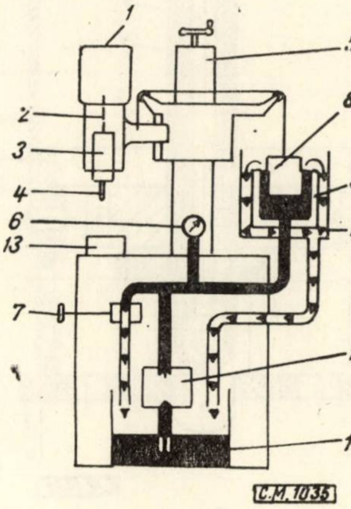


Fig. 1

Traductorul piezoelectric asigură sculei curse, în general, sub 0,03 mm. Maşina permite realizarea găurilor de 0,7 pînă la 12 mm diametru, cu o adîncime de 25 mm. O gaură într-o placă de sticlă de 10 mm grosime poate fi realizată în circa 1 min.

M.S.

Creşterea rezistenţei de contact a roţilor dinţate prin polizare electrochimică. A. D. Kornev, N. F. Kuzmin şi G. K. Gorobeţ. În: Stanki i instrument, nr. 6, 1968.

Metodele moderne de finisare a roţilor dinţate nu asigură o variaţie minimă a compoziţiei şi structurii materialului şi deci a proprietăţilor suprafeţei dinţilor, limitînd durata de serviciu. În legătură cu această problemă s-a studiat posibilitatea de a include şi o operaţie de polizare electrochimică în procesul de fabricaţie.

Prin încercări comparative la rezistenţa de contact, pe epruvete cilindrice de oţel 50, 40 H şi 55, s-a stabilit că polizarea electrochimică măreşte cu 12—18% capacitatea de încărcare a epruvetelor rectificate în prealabil. Pentru verificarea rezultatelor s-au efectuat încercări privind influenţa polizării electrochimice asupra rezistenţei de contact a roţilor dinţate de oţel 45, antrenate de roţi dinţate de oţel 12HNZA. Toate roţile de oţel 45, inclusiv cele la care s-a prevăzut polizarea electrochimică, cu diametrul de divizare $D = 100$ mm, modulul $m = 4$ mm şi numărul de dinţi $z = 25$ (raport de transmitere $i = 1$), au fost fabricate în condiţii identice de prelucrare mecanică şi tratament termic. La roţile supuse polizării electrochimice s-a prevăzut un adaos de 0,05 mm.

Polizarea electrochimică a fost executată pe o instalaţie experimentală, cu electrolit pe bază de sulf, fosfor şi crom; instalaţia este prezentată în figura 1 (*1* — conductor electric; *2* — izolator central de ftoroplast; *3* — roata dinţată prelucrată jucînd rol de anod; *4* — şaibă de contact; *5* — şaibă de sprijin de textolit; *6* — inel central de viniplast; *7* — catod; *8* — suportul cilindric al catodului de viniplast; *9* — bară-conductor anodic). Regimul de lucru s-a caracterizat prin: tensiune 6,5—7 V, densitatea curentului 40 A/dm², temperatura electrolitului 55 ± 2°C, durata polizării 20 mm, adîncimea de cufundare sub nivelul electrolitului 60 mm, distanţa dintre electrozi 8,5 mm. Calitatea suprafeţei dinţilor după polizare s-a încadrat în limitele clasei a 9-a.

Pentru evaluarea cantităţii de metal îndepărtat de pe suprafaţa dinţilor s-a efectuat măsurări cu un microscop mare de scule, aplicînd metoda secţiunilor cordale pentru fiecare milimetru al înălţimii golului dintre dinţi. La vîrful dintelui stratul îndepărtat a atins 0,103 mm, iar la fundul golului — 0,012 mm; la distanţe între vîrf şi fundul golului de la 1 la 9 mm, stratul îndepărtat de pe profil a variat între limitele 0,101 şi 0,014 mm. S-a constatat deci o oarecare deviere de la profilul obţinut prin rectificare.

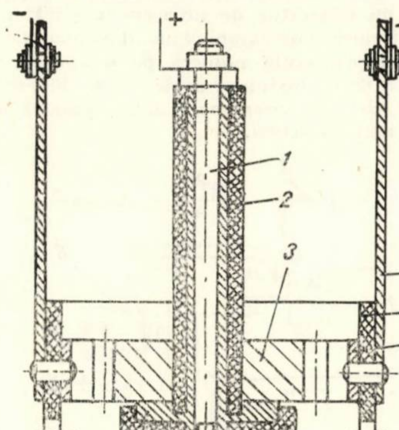


Fig. 1

Încercările comparative la rezistenţa de contact s-au desfăşurat pe o instalaţie specială. Pentru compensarea deplasărilor axelor roţilor sub sarcină s-au prevăzut cuplaje cu ace, iar arborii roţilor dinţate au fost solidarizaţi prin cuplaje conice cu fricţiune, permiţînd modificarea poziţiei unghiulare relative. Au fost încercate 22 perechi de roţi, la turaţia de 1 440 rot/min cu ungere prin barbotaj cu ulei industrial 45 la 55—60°C.

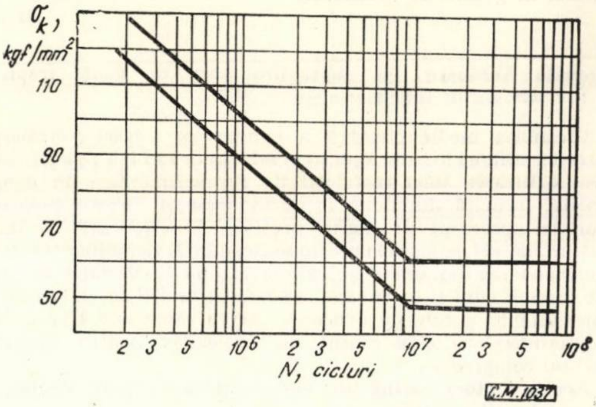


Fig. 2

Prelucrînd rezultatele experimentale, s-a stabilit influenţa rezistenţei de contact σ_k asupra numărului de cicluri de încărcare N, redată în figura 2 (*1* — roţi rectificate; *2* — roţi rectificate şi polizate electrochimic). Graficele arată că capacitatea de încărcare a roţilor dinţate creşte prin polizare electrochimică cu 27%, iar numărul de cicluri de încărcare la aceeaşi rezistenţă de contact se măreşte de minimum 2,2 ori.

G.Z.

Borştangă de aliaj dur cu amortizor de vibraţii. E. A. Lamdon şi V. F. Revva. În: Stanki i instrument, nr. 6, 1968.

La alezarea cu borştangă în consolă apar frecvent vibraţii de încovoiere şi răsucire, prilejuind deplasarea periodică a muchiei cuţitului în raport cu piesa prelucrată. Această deplasare poate avea loc după direcţia normală la suprafaţa prelucrată (vibraţii de încovoiere), sau după direcţia tangenţială (vibraţii de încovoiere şi răsucire). Cercetările au arătat că la primul tip de deplasare amplitudinea este de 4—6 ori mai mare decît la al doilea tip.

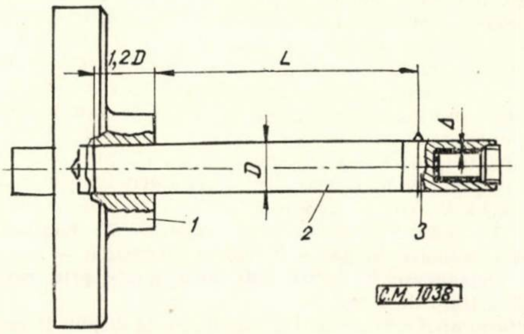


Fig. 1

Pentru evitarea fenomenului s-a imaginat borştanga cu amortizor de vibraţii prezentată în figura 1. În flanşa *1* este presată tija de aliaj dur *2*, la capătul acesteia fiind lipit suportul de cuţite *3*. În orificiul suportului este montat amortizorul de vibraţii.

Deoarece modulul de elasticitate al aliajelor dure este mai mare decît modulul de elasticitate al oţelului, la lungimi *L* egale, borştanga de aliaj dur este mai puţin maleabilă. De exemplu, la borştanga de aliaj VK 6 cu diametrul $D=16$ mm şi lungimea $L = 88$ mm, prinsă în arbore cu diametrul de 50 mm, maleabilitatea este de 2 μm/kgf, în timp ce la borştanga de oţel cu aceleaşi dimensiuni maleabilitatea este de 4,5 μm/kgf.

În condiţii identice de material prelucrat, regim de aşchiere şi geometrie a sculei, intensitatea vibraţiilor depinde în principal de maleabilitatea borştăngii. Pentru a determina limita de maleabilitate care asigură prelucrarea fără vibraţii, s-a confecţionat o serie de borştăngi din aliaj VK 6, cu diametrul cuprins între 16 şi 20 mm şi cu diferite lungimi. O parte din borştăngi au fost prevăzute cu amortizor de vibraţii avînd masa egală cu 1/8 din masa borştăngii, jocul $\Delta = 1{,}5$ mm (fig. 1), element elastic de hidroplast şi material de amortizare — aliaj greu. S-au prelucrat piese de fontă SC 18—36 şi oţel 45, cu adîncimea de aşchiere de 0,1—0,3 mm şi avansul de 0,05 mm/rot, viteza de aşchiere fiind de 125 m/min la piesele de fontă şi de 150 m/min la piesele de oţel.

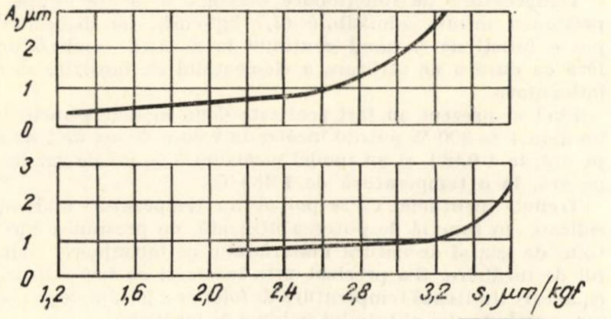


Fig. 2

În figura 2 se arată dependenţa amplitudinii vibraţiilor *A* faţă de maleabilitatea *s* la alezarea pieselor de oţel (curba *1*) şi de fontă (curba *2*), cu borştangă de aliaj dur avînd diametrul $D = 20$ mm şi prevăzută cu amortizor de vibraţii. Se observă că la valori mici ale maleabilităţii, amplitudinea vibraţiilor ocupă o variaţie neînsemnată, în jurul valorii de 1μm; la valori mari ale maleabilităţii stabilitatea sistemului se pierde, mărimea amplitudinii crescînd substanţial printr-o variaţie rapidă. Pe baza graficelor de tipul prezentat, oglindind rezultatele obţinute în diferite condiţii de alezare, s-a stabilit limita de maleabilitate apreciată la separaţia dintre cele două domenii de variaţie a amplitudinii: oţel, borştangă cu amortizor — 2,5 μm/kgf; oţel, borştangă fără amortizor — 1,5 μm/kgf; fontă, borştangă cu amortizor — 3,2 μm/kgf; fontă, borştangă fără amortizor — 2,0 μm/kgf.

G.Z.

Fixarea plăcilor subţiri la prelucrarea mecanică. E. A. Volodin. În : Stanki i instrument, nr. 6, 1968.

Pentru fixarea plăcilor subţiri pe masa maşinilor-unelte aşchietoare se folosesc dispozitive de vid cu caneluri sau orificii în suprafaţa de lucru. Aceste dispozitive nu pot fi însă utilizate la prelucrarea materialelor plastice, deoarece plăcile respective se încovoaie sub acţiunea forţei de aşchiere în dreptul canelurilor sau orificiilor dispozitivului. De exemplu, plăcile constituite din foi alternative de plumb şi aluminiu cu dimensiunile 500 × 500 × 2 mm, ce intră în componenţa aparaturii roentgen, nu prezintă rezistenţă satisfăcătoare la încovoiere.

Pentru rabotarea unor asemenea plăci s-a realizat un dispozitiv nou de vid (fig. 1). În placa *1* a dispozitivului, ale cărei dimensiuni corespund gabaritului plăcii prelucrate, este plasat un orificiu care debuşează în canalul frontal al plăcii *1*. Piesa prelucrată *2* se aşază pe placa *1* deasupra orificiului. Pentru crearea depresiunii, sub piesa *2* se dispune reţeaua standardizată de alamă *3*, tăiată după forma şi dimensiunile piesei. Pe conturul piesei este depusă plastilină, asigurînd etanşarea. Pompa de vid este cuplată cu placa *1* prin ştuţul *4* şi furtunul *5*.

Metoda prezentată permite crearea unei forţe de atracţie sporite, astfel că circa 95 % din suprafaţa piesei se află sub acţiunea depresiunii. Numărul mare de puncte de tangenţă elimină posibilitatea încovoierii piesei chiar la grosimi reduse ale acesteia.

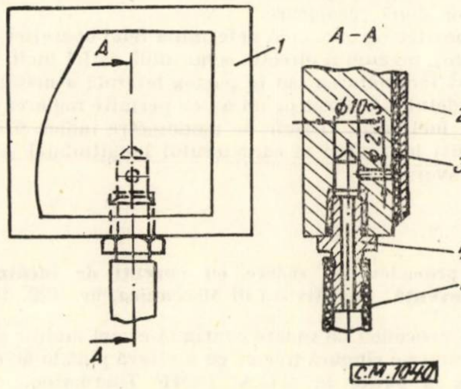


Fig. 1

G.Z.

Un nou procedeu de răcire cu jet. In : Rivista di meccanica, nr. 426, 1968.

În cadrul procedeului considerat (Gustav Hessmert — Lüdenscheid I. W — R.F.G.), o emulsie de lichid Coolomat şi apă este pulverizată cu ajutorul aerului comprimat printr-un orificiu, în direcţia sculei aşchietoare.

Sistemul comportă patru aspecte principale : un gaz comprimat absoarbe căldură în momentul destinderii sale ; un gram de emulsie Coolomat proiectată pe scula aşchietoare prin intermediul aerului comprimat absoarbe de 500 de ori mai multă căldură decît o emulsie obişnuită folosită cu metode uzuale ; emulsia precipitată pe sculă şi pe piesă se evaporă rapid provocînd o răcire suplimentară ; constituenţii lubrifianţi din lichidul de răcire se depun formînd un strat lubrifiant pe sculă şi pe piesă.

Dispozitivele de răcire Coolomat pot fi alimentate de orice sursă de aer comprimat putînd furniza pulverizatorului un debit de aer de 30—70 l/min, la o presiune de 0,15—15 kgf/cm^2, reglabilă cu ajutorul unui ventil plasat înaintea manometrului.

Instalaţia se realizează în trei mărimi, pentru un conţinut de emulsie de 4 pînă la 60 l, cu 1—10 pulverizatoare.

M.S.

Dispozitiv de mare precizie pentru copiat pe strung. In : Rivista di Meccanica, nr. 429, 1968.

Dispozitivul considerat reprezintă un dispozitiv autonom cu comandă hidraulică, realizat (Barker Machine Tools and Equipement Ltd-Feltham — Anglia) pentru a putea fi adaptat pe cea mai mare parte din strungurile utilizate în prezent.

Dispozitivul este independent de maşina pe care este aplicat şi comportă supape, cilindri şi suport pentru model.

Scula de prelucrare şi palpatorul sînt montate pe acelaşi cărucior, iar piesa strunjită este realizată la scara 1/1 în raport cu modelul.

Palpatorul este montat într-un suport înclinabil în toate direcţiile. Precizia ce se poate obţine este de ±0,005 mm. O servosupapă permite variaţia înclinării palpatorului şi dirijează mişcarea celor două cărucioare, longitudinal şi transversal. Dispozitivul mai comportă un set întreg de 48 palpatori şi scule de lucru.

La începutul operaţiei de prelucrare, se aduce palpatorul din poziţia de repaus în cea de lucru, în care palpatorul atinge modelul al cărui contur trebuie urmărit. La sfîrşitul trecerii, palpatorul este adus în poziţia de repaus, acţionînd-se asupra supapei de poziţie.

Avansul poate fi variat în mod continuu acţionînd comanda plasată lateral faţă de supapa de poziţie. Un dispozitiv plasat pe cutia de comandă permite varierea raportului între avansurile celor două cărucioare.

Un dispozitiv de comandă determină felul operaţiei (strunjire, alezare), precum şi direcţia avansului, astfel încît aşchierea să aibă loc înaintea sau în partea laterală a mandrinei.

Portmodelul este fixat pe un ax ce permite reglarea micrometrică a înclinării. O serie de manometre indică presiunea din cilindrii hidraulici ai căruciorului longitudinal şi din ai celui transversal.

M.S.

Un nou procedeu de sudare cu curenţi de încălzire de înaltă frecvenţă. În: Rivista di Meccanica, nr. 429, 1968.

Un nou procedeu de sudare continuă a mai multor straturi de tablă, dintr-o singură trecere cu o viteză pînă la 60 m/min, a fost pus la punct în S.U.A. (AMF Thermatool, Inc. — New York).

Realizatorul apreciază că prin procedeul de sudare cu curenţi de înaltă frecvenţă se obţine o sudură de calitate superioară celei obişnuite cu rezistenţă electrică.

Noul procedeu va putea fi utilizat în mod avantajos pentru sudarea tablei, a rezervoarelor, containerelor şi pentru liniile de sudare rapide. Au fost sudate două table pînă la o grosime de 3,25 mm într-o singură trecere şi se întrevede posibilitatea sudării unor grosimi mai mari ; s-a ajuns la sudarea a trei table de o grosime totală de 2,3 mm.

Noul procedeu cu penetraţie de curent de înaltă frecvenţă foloseşte un curent electric de 10 000—500 000 Hz produs de două contacte plasate pe o faţă a setului de tablă de sudat, controlat astfel încît să determine zone de încălzire foarte înguste — materialul devenind plastic pînă la adîncimea dorită.

Încălzirea la temperatura de sudare are loc în toate tablele în cîteva miimi de secundă, pe lungimea de încălzire dintre contactele de înaltă frecvenţă (12,5—152 mm). Prin deplasarea contactelor în lungul cusăturii se realizează o sudură continuă.

Se poate realiza o sudură rapidă prin puncte — distanţate pînă la 305 mm — prin întreruperea programată a curentului de înaltă frecvenţă.

În prezent, procedeul poate fi folosit pentru sudarea a două table de oţel moale de cîte 1,6 mm grosime sau a trei table de 2,3 mm grosime totală. Tablele sudate pot avea grosimi diferite pînă la raportul 2 la 1. Viteza de sudare este de 15 m/min pentru două table de la 0,5 la 1,5 mm grosime totală sau pentru trei table de 0,8 mm grosime totală.

Noul procedeu va putea fi utilizat pentru sudarea continuă sau prin puncte a oţelului inoxidabil, a cuprului, aluminiului sau a combinaţiilor de materiale diferite (oţel inoxidabil cu oţel, cupru cu oţel etc.)

M.S.

Procedeu automat de sudare verticală. În : Engineers Digest, martie, 1968.

Un nou procedeu pentru sudarea automată verticală a tablelor de oţel a fost experimentat cu succes pe o serie de şantiere din S.U.A., fiind încercat în prezent şi într-o serie de alte domenii ale tehnicii.

Procedeul prezintă toate avantajele specifice sudurii electrice sub strat de flux, fără dezavantajele inerente acestui procedeu, permiţînd obţinerea sudării cap la cap a două table verticale prin depunerea continuă a unui cordon de metal topit.

Stratul de flux fiind înlocuit cu un strat protector de gaz inert, se elimină posibilitatea de apariţie a incluziunilor în cordonul sudat, în timp ce masa redusă de metal topit, prezentă în orice moment în regiunea sudurii, permite o solidificare rapidă ; în acest fel se reduc mult dimensiunile granulelor în masa metalică topită, îmbunătăţindu-se proprietăţile mecanice ale îmbinării. În plus, zona influenţată de temperatură este mult redusă.

M.S.

Dispozitiv fără flacără pentru realizarea jeturilor de gaze de temperatură înaltă. În : Engineers' Digest, martie, 1968.

Un nou tip de suflai pentru realizarea unui jet de aer sau de gaz inert fără flacără, de grosimea unui creion, la o temperatură pînă la 1 480°C, pentru sudare, încălzire, topire etc., a fost realizat în S.U.A.

Dispozitivul se găseşte în prezent în situaţia de prototip şi comportă ca organ principal o rezistenţă electrică, avînd forma unei bobine de 22,9 cm lungime, montată într-un tub de cuarţ de diametru redus, în legătură cu o sursă continuă de aer sau gaz inert la o presiune ce poate varia între 2,1 şi 8,5 kgf/cm^2, în funcţie de temperatura necesară.

Temperatura de funcţionare maximă se poate obţine la presiunea minim admisibilă (2,7 kgf/cm^2), iar dispozitivul poate funcţiona în mod continuu la această temperatură, fără ca durata de utilizare a elementului de încălzire să fie influenţată.

Pînă în prezent au fost realizate două modele principale : un model de 800 W putînd încălzi un volum de aer de 2,83 m^3 pe oră, la 1 038°C şi un model încălzind 5,66 m^3 de gaz inert pe oră, la o temperatură de 1 480 °C.

Trebuie menţionat că se pot obţine temperaturi mult mai ridicate, în funcţie de puterea utilizată, de presiunea curentului de gaz şi de natura materialului ce înconjoară elementul de încălzire. S-a precizat prin încercări că factorul principal care limitează temperatura de folosire a jetului de gaz este punctul de topire al tubului bobinei de încălzire.

Cele două modele realizate — pentru aer şi pentru gaz inert — diferă prin materialul folosit pentru construcţia rezistenţelor de încălzire : tungsten pentru modelul utilizat la încălzirea aerului şi material metalo-ceramic pentru gaze inerte

M.S.

Oţeluri inoxidabile superplastice. În : Rivista di Ingegneria, nr. 3, 1968.

Ca urmare descoperirii că unele aliaje nichel-crom cu două faze pot prezenta proprietatea de superplasticitate la temperaturi înalte, s-a realizat un nou aliaj (International Nickel Co.) care poate fi considerat ca primul dintr-o nouă serie de oţeluri de mare rezistenţă, putînd fi utilizate în domeniul construcţiilor mecanice.

Tratat în scopul de a i se determina o structură cu două faze cu o granulaţie foarte fină, oţelul considerat ce conţine 6,5 % nichel şi 26 % crom prezintă — în stratul de recoacere — o limită aparentă de elasticitate de 50 kgf/mm^2, valoare aproape dublă faţă de oţelurile inoxidabile feritice şi austenitice utilizate în mod obişnuit.

Noul oţel, aflat încă în stadiu experimental, prezintă o bună rezistenţă la corodare chimică, iar încercările preliminare au precizat că se pot obţine suduri de calitate folosind procedee şi instalaţii uzuale.

M.S.

Nitrurarea fontei cu ajutorul descărcărilor electrice incandescente. În : La Machine Moderne, martie, 1968.

Un nou procedeu — denumit pentru moment „ionnitrurare" — pentru nitrurarea metalelor cu ajutorul descărcărilor electrice incandescente, a fost pus de curînd la punct în Republica Federală a Germaniei.

Procesul are loc într-o cameră sub vid, în care se găseşte azot sau amoniac la o temperatură de 550°C şi la o presiune de 1—10 torr.

Pereţii camerei sînt legaţi la polul pozitiv al unei surse de curent continuu ; piesa ce urmează a fi nitrurată este legată la polul negativ al sursei. Descărcarea electrică ce are loc determină nitrurarea, legînd azotul de metalul piesei.

O fontă nodulară supusă procedeului timp de 24 ore prezintă un strat durificat, avînd o grosime de 0,1—0,5 mm ; duritatea superficială atinge 600—800 HV.

O serie de încercări, referitoare la uzura prin frecare, au fost realizate comparativ asupra fontelor moi durificate cu ajutorul noului procedeu şi a oţelurilor tratate prin diverse procedee. Încercările au demonstrat că fonta nitrurată se uzează mult mai puţin decît fonta moale netratată, utilizată ca suprafaţă de frecare. Rezultatele sînt identice atît pentru frecarea uscată, cît şi pentru cea fluidă.

M.S.

Avantajele utilizării granitului negru în metrologie. E. Windeley. În: Machine Shop and Engineering Manufacture, decembrie, 1967.

Utilizarea granitului negru pentru realizarea suprafeţelor de control şi verificare a început în S.U.A în timpul celui de-al doilea război mondial şi s-a răspîndit înlocuind celelalte materiale utilizate pînă atunci.

În prezent, este folosit şi pentru confecţionarea riglelor, în dimensiuni standard pînă la 915 mm lungime, cu un paralelism între + 0,0025 şi —0,0025 mm, pentru cale cilindrice sau cu feţe paralele etc. Cu toate că piesele realizate au dimensiuni relativ mari, manipularea lor este totuşi uşoară, greutatea specifică a granitului negru reprezentînd 1/3 din cea a fontei. Se realizează de asemenea suporturi pentru comparatoare, montate ca şi cele din oţel tratat termic.

Suprafeţele de sprijin sînt fabricate în dimensiuni de la 304 × 203 la 914 × 610 mm, iar cele de verificare de la 900 × 600 la 2 400 × 1 260 mm, cu o precizie cuprinsă între ± 0,0025 mm pentru laturile mici şi ± 0,0050 mm pentru laturile mari.

Granitul negru este constituit din particule dure răspîndite într-o masă moale, care sînt atît de apropiate încît constituie o suprafaţă netedă unică, în timp ce o suprafaţă metalică este constituită din ondulaţii care, independent de gradul de precizie, realizează o suprafaţă de sprijin mai redusă şi deci cu o mai mare tendinţă de uzură.

Şocurile pot determina îndepărtarea locală a materialului suprafeţei fără a apare — ca în cazul suprafeţelor metalice — adîncituri cu marginile supraînălţate care compromit precizia. În plus, materialul nefiind tratat termic şi existînd ca atare de mult timp prezintă garanţia unei stabilităţi maxime.

Granitul negru absoarbe cantităţi reduse de umiditate fără însă ca variaţia umidităţii atmosferice să determine variaţii dimensionale apreciabile ; evident, nu rugineşte, putînd fi astfel folosit chiar în aer liber.

Deşi conţine urme de fier, poate fi considerat diamagnetic. Pentru a se menţine constant coeficientul de frecare redus pe care îl prezintă, suprafaţa respectivă trebuie curăţată cu lichide corespunzătoare.

Este aproape incompresibil şi foarte robust ; suprafaţa sa nu este reflectată şi nu prezintă inconveniente optice pentru operator.

În concluzie, granitul reprezintă un material utilizabil în metrologie, care chiar dacă nu va înlocui fonta şi oţelul este de mare utilitate, putînd fi prelucrat cu o mare precizie şi conservat timp îndelungat.

M.S.

Un nou procedeu de mărire a durităţii suprafeţelor metalice. In : Ind. Chim., nr. 602, 1967.

Metalurarea constituie un nou procedeu pus la punct în S.U.A. pentru mărirea durităţii suprafeţelor metalelor, aliajelor şi a pămînturilor rare.

Noul procedeu constă dintr-un proces de electroliză cu anozi solubili la temperaturi ridicate în baie de fluoruri topite, în care, la catod, se introduc piesele metalice supuse tratamentului.

Grosimea stratului de acoperire este de ordinul sutimilor de milimetru, cationii depuşi difuzînd, în condiţiile de lucru date, în suprafaţa catodului, formînd astfel aliaje în care pot intra pînă la 30 elemente ; aceste elemente modifică substanţial suprafaţa pieselor tratate, atît din punct de vedere al corodării, cît şi din punct de vedere al durităţii.

Astfel, metalurarea cu siliciu a unui fir de molibden dublează rezistenţa acestuia la temperatură, iar acoperirea cu aluminiu a unui fir de titan îi conferă acestuia o rigiditate mărită.

Prin difuzarea borului în suprafaţa unei piese din oţel, se obţine o rezistenţă a suprafeţei superioară celei realizate prin cementare.

O.M.

Un nou procedeu de cromare a tablelor din oţel carbon. In : Chemical age, nr. 2534, 1968.

Noul procedeu permite realizarea unei suprafeţe inoxidabile a cărei grosime nu depăşeşte 0,05 mm, în condiţii foarte avantajoase din punct de vedere economic.

Tablele astfel acoperite pot înlocui, în multe cazuri, pe cele din oţel inoxidabil, sudarea lor făcîndu-se cu electrozi confecţionaţi din oţeluri înalt aliate.

Pelicula formată pe suprafaţa tablelor este rezistentă la corodare şi la oxidare, iar rezistenţele mecanice ale metalului suport nu sînt modificate prin această acoperire.

O.M.

Un nou tip de acumulator electric de mare capacitate. In : Industrial Research, nr. 11, 1967.

Noul acumulator foloseşte drept catod un aliaj de litiu-telur şi un anod de litiu. Ca electrolit se utilizează un amestec de halogenuri de litiu în stare lichidă. Temperatura de funcţionare a acumulatorului este de 471°C, iar capacitatea de 1,1 kW/kgf, adică de peste şapte ori mai mare decît cea a acumulatoarelor de sodiu-sulf experimentate (Ford) în cursul anului 1966. Noul acumulator prezintă şi avantajul că durata încărcării este de numai 15 min. Din experienţele făcute a rezultat că un asemenea acumulator asigură unui autoturism electric o autonomie de mers de 320 km la o viteză de 95 km/h.

Cercetările axate pe înlocuirea motoarelor cu combustie internă cu electromotoare la automobile, în vederea reducerii poluării aerului, au luat o mare amploare în ultimii ani. În cadrul acestei acţiuni se întrevede că acumulatorul de litiu-telur va intra într-un timp relativ scurt în domeniul utilizărilor practice.

O.M.

Revista revistelor

ATA — Giornale ed Atti della „Associazione Technica dell „Automobile ", nr. 1/1968 : *Frauchibi, E.* — Cele 47 norme noi de siguranţă din S.U.A. ; *Terranova, V.* şi *Damasio, E.* — Sisteme noi de injecţii de benzină pentru motoarele de autovehicule ; *Ghilardi, F. G.* — O metodă de încercare pentru angrenaje hipoidale ale grupului diferenţial ; *Arelli, A.* — Virajul vehiculelor pe roţi. **Nr. 2/1968 :** — FIAT 850 Special ; — Alfa Romeo 1750 ; — Ford Escort ; — Salonul de la Bruxelles 1968 ; *Faré, G.* — Poluarea atmosferei ; *Badiali, F., Chivilo, F.* şi *Sezzi, F.* — Consideraţii asupra încercărilor pe motor a lubrifianţilor pentru autovehicule : *Bortoletto, A.* — Note asupra garniturilor de etanşare pentru arbori rotativi ; *Diana, G.* şi *Giordano, F.* — Cercetări experimentale asupra mişcării în curbă a unui autovehicul. **Nr. 3/1968 :** — FIAT 850 Sport ; — Noua camionetă FIAT 616 N 2 ; *Zoppi, B.* — Aprinderea electronică „Dinoplex'' de mare energie ; *Bruscaglioni, R.* — Aprinderea de energie ridicată pentru motoarele de autovehicule ; *Bono, G.* — Inginerul în lumea modernă ; *Revelli, M.* — Consideraţii asupra evoluţiei arhitecturii automobilului ; *Rosso, G.* — Studiul şi realizarea unui scaun pentru vehicule deplasîndu-se pe cîmp ; *Ferringo, E.* — Asupra mişcării remorcilor în curbă. **Nr. 4/1968 :** — Noile tractoare FIAT „Nostro d'oro'' ; Motoarele asincrone liniare ; *Ceccato, S.* — Omul în oraşul motorizat ; *Casei, C.* şi *Montevecchi, F. M.* — Condiţiile actuale şi perspectivele de viitor ale turbinei cu gaze în tracţiunea terestră ; *Gabolo, G.* — Trasarea rapidă a deformaţiilor torsionale ale arborilor cotiţi ai motoarelor cu ardere internă policilindrice. **Nr. 5/1968 :** — Piste de încercare pentru anvelope ; — Ideile originale ale lui Pinisifarina : *Bencini, M.* — Note asupra tracţiuni anterioare ; *Bana Caracciolo, F.* — Realizarea în Italia a rezervoarelor portante pentru autovechicule ; *Fiorelli, A.* şi *Pinamonti, C.* — — Roţi din aliaj de magneziu pentru vehiculele de sport realizate în serie ; *Chiampo, P.* şi *Savio, F.* — Cercetări de laborator asupra fenomenelor de corodare la chiulasele de motor din aliaj uşor ; *Beccari, A.* — Despre folosirea dispozitivelor de strangulare pentru măsurarea debitului în regim nepermanent. **Nr. 6/1968 :** — Tatra 813 ; *Caccamo, P.* — Determinarea experimentală a caracteristicii elastice a unei suspensii cu elemente interconexate de tipul Hydrolastic ; *Persia, M.* — Influenţa containerului asupra tehnicii şi economiei transportului ; *Gabola, G.* şi *Feola, M.* — Despre optimizarea parametrilor funcţionali ai motoarelor cu aprindere comandată pentru autovehicule în scopul diminuării produselor de poluare a atmosferei ; *Diana, G.* — Cercetări experimentale asupra mişcării în curbă a autovehiculului ; *Nuti, M.* — Calculul vibraţiilor turbomaşinilor prin metoda matricelor de transfer ; *Verduzio, L.* şi *Campanaro, P.* — Analiza teoretică şi experimentală a pierderilor de presiune la arzătoarele turbinelor cu gaze . **Nr. 7/1968 :** — Autocamioanele FIAT 690 N 3 şi 641 N ; *Tascheri, E.* — Problemele actuale şi de viitor ale tractorului ; *Wolf, M.* — Un turbomotor experimental FIAT de tipul diferenţial ; *Diana, G.* — Comparaţie între tracţiunea anterioară şi posterioară la comportarea unui autovehicul în curbă ; *Morelli, A.* — Încercări de coliziune pe modele de autovehicule la scara 1/15 ; *Franchini, E.* — Lovirea de volan.

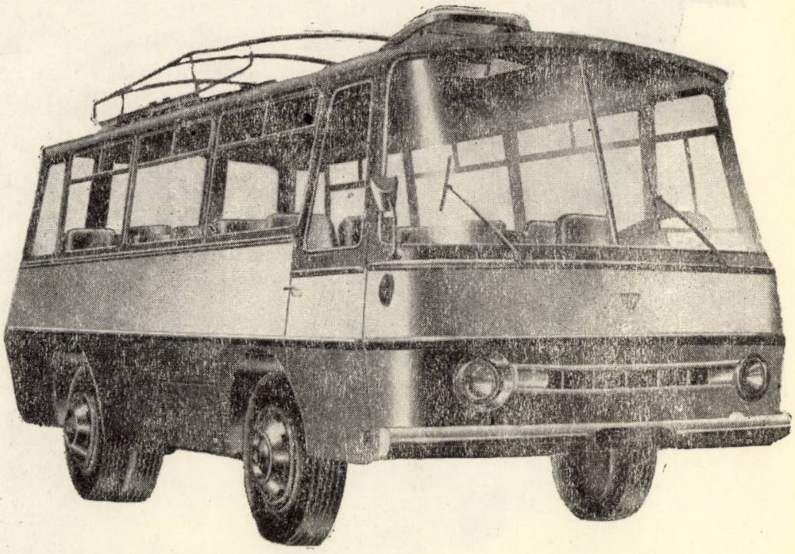
Stanki i instrument, nr. 6/1968 : *Dolski, A. M., Kotova, G. A.,* şi *Şilova, E. A.* — Încercarea în regim accelerat a elementelor arborelui maşinilor-unelte de precizie ; *Sireţ, V. N.* ş.a. — Creşterea gradului de automatizare a maşinilor de frezat cu comandă numerică program ; *Anqheli, A. I.* şi *Bodiaev, V. V.* — Contor reversibil zecimal ; *Bihorţev, A. V., Kopel, A. P.* şi *Kotov, L. F.* — Mişcarea coroanei finale a mecanismului pentru deplasări de precizie, la schimbarea sensului de mişcare ; *Tikedji, B. A.* ş.a. — Automat termoplast cu comandă prin injecţie ; *Burkov, V. A.* — Piuliţa şuruburilor conducătoare pentru deplasarea pieselor grele ; *Klebanov, M. K.* ş.a. — Influenţa funcţionării electromotorului transmisiei principale asupra vibraţiilor maşinii de alezat prin coordonate ; *Şevcenko, N. A., Retivîh, Iu. I.* şi *Simonenkov, E. A.* — Dispozitiv pentru prelucrarea şuruburilor melc corectate ; *Alekseev, G. A., Volkov, Iu. S.* şi *Morov, I. I.* — Determinarea formei catodului pentru prelucrarea dimensională electrochimică ; *Mşaneţki, V. V.* — Precizia pantografelor în sistemele de măsurare a organelor ; *Maşkov, W. E.* — Traductor de unghiuri cu circuite imprimate ; *Şunaev, B. K.* — Calculul parametrilor maximi la frezarea diagonală a dinţilor ; *Zatulovski, D. N.* şi *Hodirev, V. I.* — Procesul de honuire prin vibraţii în zona frecvenţelor acustice ; *Rubincik, S. I.* şi *Soloveicik, Iu. S.* — Influenţa avansului transversal la rectificarea interioară asupra gradului de ondulare a suprafeţei ; *Jitniţki, S. I.* şi *Andreicikov, O. S.* — Studiul procesului de rulare a filetelor interioare ; *Filonenko, S. N.* şi *Luka, V. P.* — Prelucrarea aliajului EP 375 ; *Grudov, A. N.* — Tarozi cu detalonarea combinată a conului de atac, pentru filetarea orificiilor adînci ; *Rijkin, A. A.* — Burghie masive de aliaj dur pentru prelucrarea oţelurilor refractare ; *Lamdon, E. A.* şi *Revva, V. F.* — Borştangă de aliaj dur cu amortizor de vibraţii ; *Itkin, M. E., Mihailov Iu. V.* şi *Oskoţki, I. M.* — Cap de alezat pentru orificii adînci ; *Erofeev, A. F.* — Alegerea parametrilor cuţitului-roată pentru prelucrarea canelurilor cu profil evolventic ; *Kornev, A. D., Kuzmin, N. F.* şi *Gorobeţ, G. K.* — Creşterea rezistenţei de contact a roţilor dinţate prin polizare electrochimică ; *Artemieva, S. I.* şi *Malinkina, E. I.* — Cauzele forfecării dinţilor sculelor în timpul ascuţirii ; *Volodin, E. A.* — Fixarea plăcilor subţiri la prelucrarea mecanică ; *Kosov, N. P.* — Maşini-unelte pentru aşchierea metalelor la al XIII-lea Tîrg industrial internaţional de la Plovdiv ; *Franţ, I.* — Maşini-unelte speciale ale concernului Skoda ; *Kudin, A. K., Şevcenko, S. D.* şi *Tomilin, I. F.* — Honuirea cu diamant a orificiilor din piese masive ; — Noi maşini-unelte.

Traktorîi selhoz maşinî, nr. 6/1968 : *Semiaghin, P. V.* — Asupra problemei utilităţii reparării agregatelor ; *Skundin, G. I.* şi *Morozov, K. G.* — Influenţa etanşării asupra creşterii durabilităţii organelor transmisiilor de tractor ; *Hlebnikov, Iu, P.* şi *Soloviev, V. I.* — Analiza schemelor constructive ale filtrelor combinate uscate de aer ; *Korj, M. I.* — Influenţa vibraţiilor asupra uzurii prin cavitaţie a cămăşiilor de cilindri ; *Pliuksne, N. I.* şi *Goncearov, V. P.* — Studiul stării de tensiuni a buloanelor de bielă ; *Iankov, N. I.* şi *Aleksandrov, V. I.* — Tensiunile termice în chiulasa motorului D. 50 ; *Karmazin, E. I., Kecemaikin, I. S.* şi *Zevitanus, A.D.* — Studiul durabilităţii arcurilor cilindrice ; *Ermolin, M. Ia.* şi *Kozinkov, V. A.* — Instalaţii colectoare de curent pentru măsurări ; *Verniaev, O. V.* şi *Sokol, N. A.* — Studiul deplasării straturilor de pămînt de către organele de prelucrare a solului, cu ajutorul razelor Roentgen ; *Srapian, N. P.* ş. a. — Mecanizarea încărcării organelor de lucru ale maşinilor de plantat ; *Peniazev, O. A.* şi *Kreiner, B. Ia.* — Calculul domeniului probabil de uzură al cuplajelor de siguranţă ; *Krasnicenko, L. V.* şi *Şodcinev, V. A.* — Influenţa uzurii pieselor aparaturii de treierat asupra calităţii recoltării ; *Goncearov, E. S.* şi *Grabelkovski, N. I.* — Separator pneumatic centrifug pentru graminee ; *Kuţin, L. M.* şi *Omelcenko, A. A.* — Problema determinării pasului optim al şnecului orizontal al transportorului ; *Varlamov, G. P.* ş.a. — Despre tipul raţional de mecanism de avans al împrăştietorului de bălegar ; *Balovnev, G. G.* — Rezistenţa la oboseală a construcţiilor în cadre sudate ale maşinilor agricole ; *Juk, Z. Ia.* şi *Pancenko, Iu. B.* — Sistem de maşini şi utilaje pentru mulgere şi prelucrare primară a laptelui în ferme ; *Bel. A. I.* — Îndoirea tulpinelor la tăierea cu aparatul de secerat ; *Tokarev, V. A.* — Dispozitiv pentru determinarea bilanţului de timp al agregatului maşină-tractor ; *Nikulin, S. N.* — Noua maşină de aspersiune D Ma-200 ; *Semenov, I. F.* şi *Maxlin, B. E.* — Mecanizarea recoltării apei ; *Şapiro, A. A.* — Mecanizarea lucrărilor de încărcare-descărcare, transport şi stivuire ; *Svet, I. S.* — Tratamentul termic al unor organe ale aparaturii de alimentare cu combustibil ; *Ghissin, V. I.* — Încercări comparative ale alezoarelor şi cuţitelor cu două tăişuri la alezarea orificiilor în organe de maşini agricole ; *Evsintina, E. V.* — Stand pentru controlul şi repararea boghiurilor de şenile ; *Bendiţki, E. Ia., Starodinski, D. Z.* şi *Ghen, V. E.* — Particularităţile constructive ale sistemului hidraulic al tractorului Fordson Super.

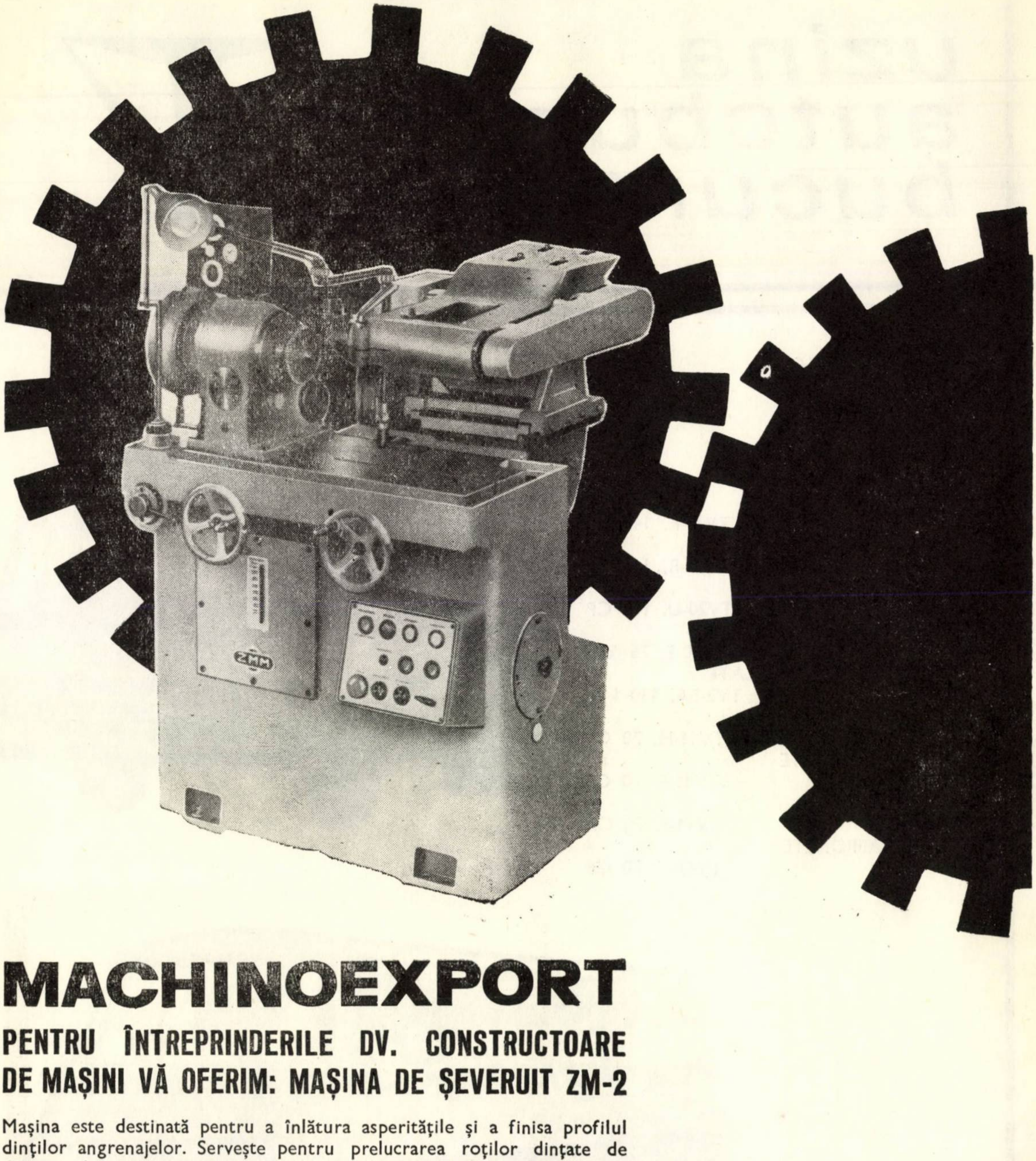
uzina autobuzul bucureşti

produce:

AUTOBUZE RUTIERE	TV71-R, 140 CP
AUTOBUZE RUTIERE	TV20-R, 140 CP
AUTOBUZE URBANE	TV20-U, 140 CP
TROLEIBUZE	TV20-E, 75 kW
TROLEIBUZE ARTICULATE	TV2-EA, 130 kW
MICROBUZE	TV41-M, 70 CP
AUTOFURGONETE	TV41-F, 70 CP
AUTOSANITARE	TV41-S, 70 CP
AUTOCAMIONETE	TV41-C, 70 CP



UZINA AUTOBUZUL BUCUREŞTI
Str. Ostrov nr. 3, Sectorul V • Telefon 23.93.20



MACHINOEXPORT

PENTRU ÎNTREPRINDERILE DV. CONSTRUCTOARE DE MAȘINI VĂ OFERIM: MAȘINA DE ȘEVERUIT ZM-2

Maşina este destinată pentru a înlătura asperităţile şi a finisa profilul dinţilor angrenajelor. Serveşte pentru prelucrarea roţilor dinţate de diferite diametre, grosimi şi forme şi se remarcă prin calităţile sale tehnice şi de exploatare.

Diametrul roţilor dinţate prelucrate . . .	40—400 mm
Lăţimea dintelui prelucrat, pînă la	100 mm
Modulul dinţilor, pînă la	10 mm
Turaţia discului	4 000 rot/min
Greutatea.	700 kgf

EXPORTATOR: „MACHINOEXPORT“ S.R.L.
Str. Aksakov 5, Sofia
Telefon: 88-53-21, te'ex: 011 425
Telegrame: MACHINOEXPORT SOFIA

BULGARIE

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECȚIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese și imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecționat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).

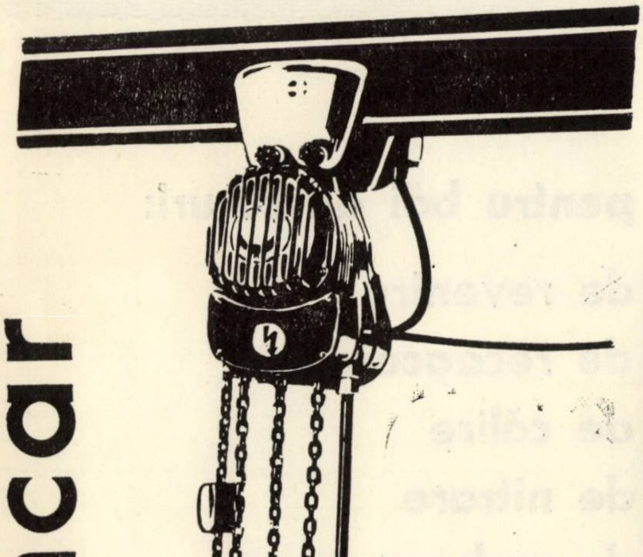
Economie apreciabilă de timp și personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fișele de însoțire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREȚI DOCUMENTAȚIILE GRATUITE LA

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 87–91



balkancar

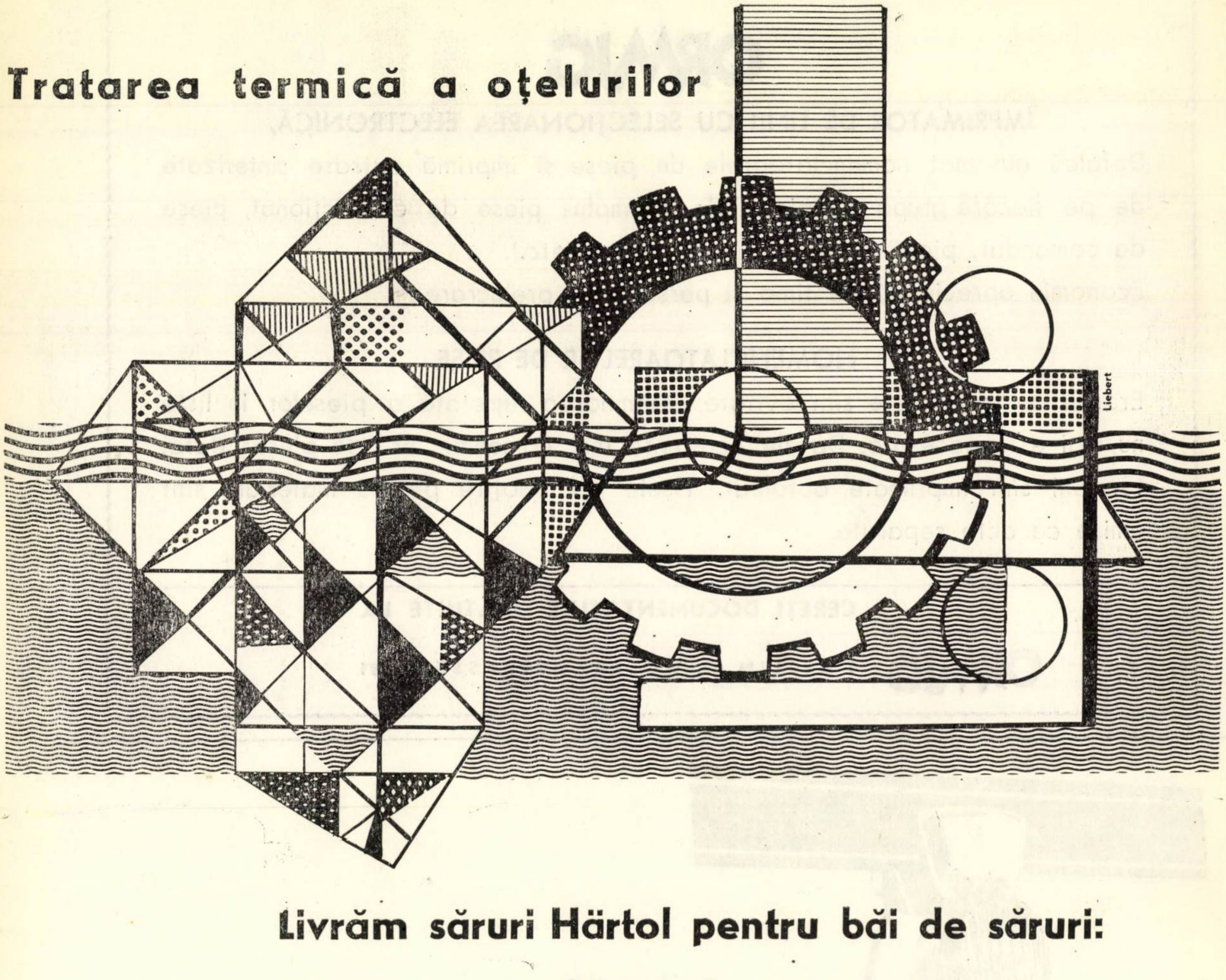
Construcție ușoară și compactă, exploatare sigură și comodă

Palane electrice cu lanț tip „MV"
cu o capacitate de încărcare de la 250 pînă la 1 000 kg și înălțime de ridicare de la 3,2 pînă la 12 m.
Motor cu rotor conic și frînă.
Se acceptă comenzi de palane electrice — în execuție normală sau specială:
- pentru exploatare în climat tropical uscat sau umed
- pentru exploatare în medii chimice agresive

La cerere palanele electrice pot fi livrate:
pentru montaj fix sau cu cărucior liber, cărucior cu deplasare manuală sau cărucior electric.

Informații detaliate și oferte:
BALKANCAREXPORT, Bulgaria, Sofia,
str. Aksakov, nr. 5, telefon 88-53-21, telex: 386, telegrame: BALKANCAREXPORT, Sofia

Tratarea termică a oțelurilor



Livrăm săruri Härtol pentru băi de săruri:

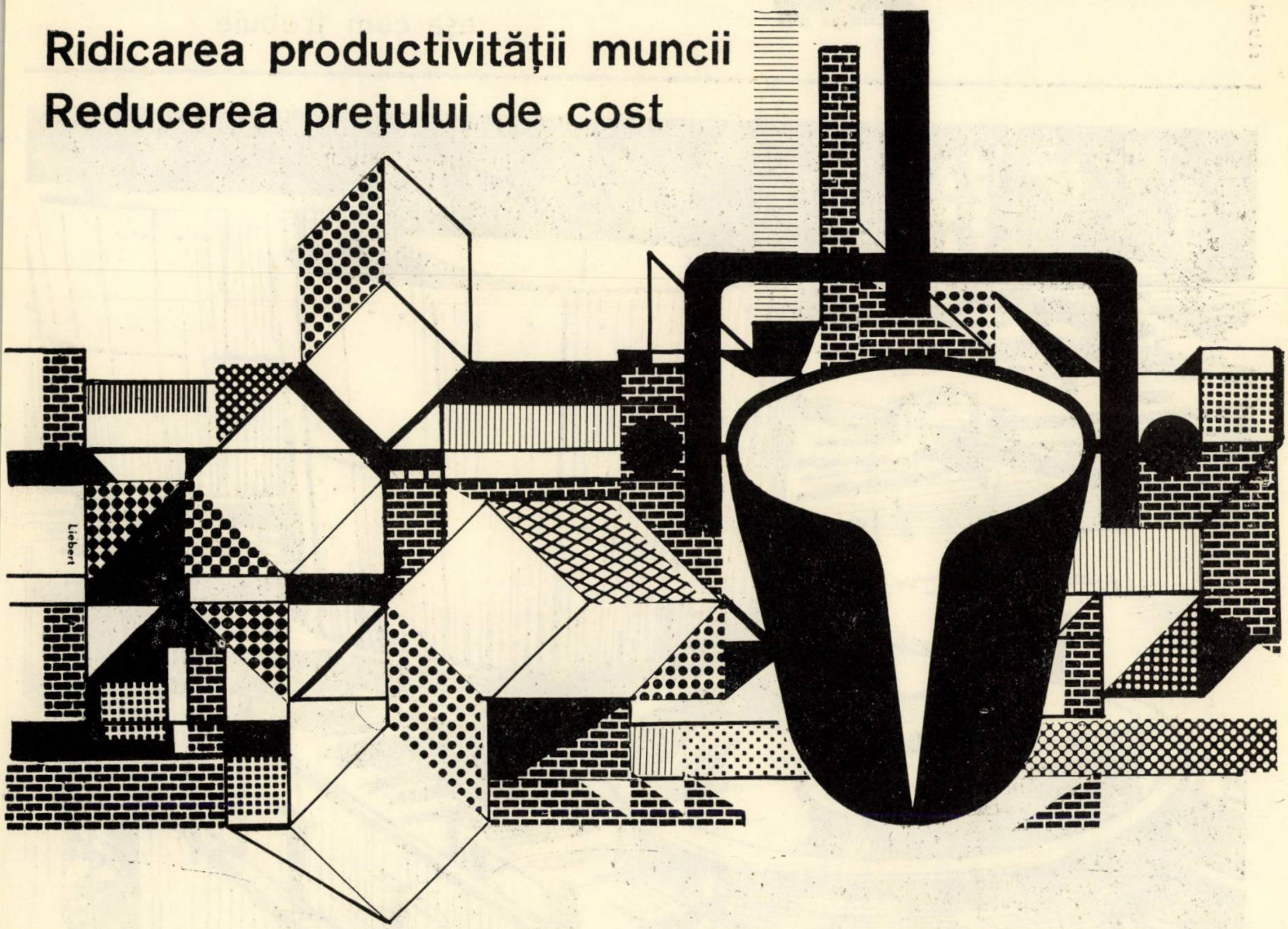
Săruri de revenire
Săruri de recoacere
Săruri de călire
Săruri de nitrare
Săruri de carburare
Săruri pentru oțeluri rapide

Vă rugăm cereți prospectele speciale ale produselor noastre

VEB HÄRTOL-WERK
DDR 3011 MAGDEBURG 11, SÜLZEBERG 4
TELEX: 018 249 ● TELEGRAME: HÄRTOL-WERK ● REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Informații de export se pot obține prin:
CHEMIE - EXPORT - IMPORT — Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR — 1055 Berlin, Storkower Strasse, 133 Telex: 011 2171 ahbc dd — Telefon: 53 07 41

Ridicarea productivității muncii
Reducerea prețului de cost



prin liantul Radiatol pentru miezuri

Principalele avantaje:

- Reducerea timpului de uscare
- Mărirea rezistenței la îndoire
- Micșorarea proporției de liant
- Micșorarea rebuturilor
- Posibilitatea folosirii de nisipuri umede

Vă rugăm cereți prospectele speciale ale produselor noastre

VEB HÄRTOL-WERK

DDR 3011 MAGDEBURG 11, SÜLZEBERG 4

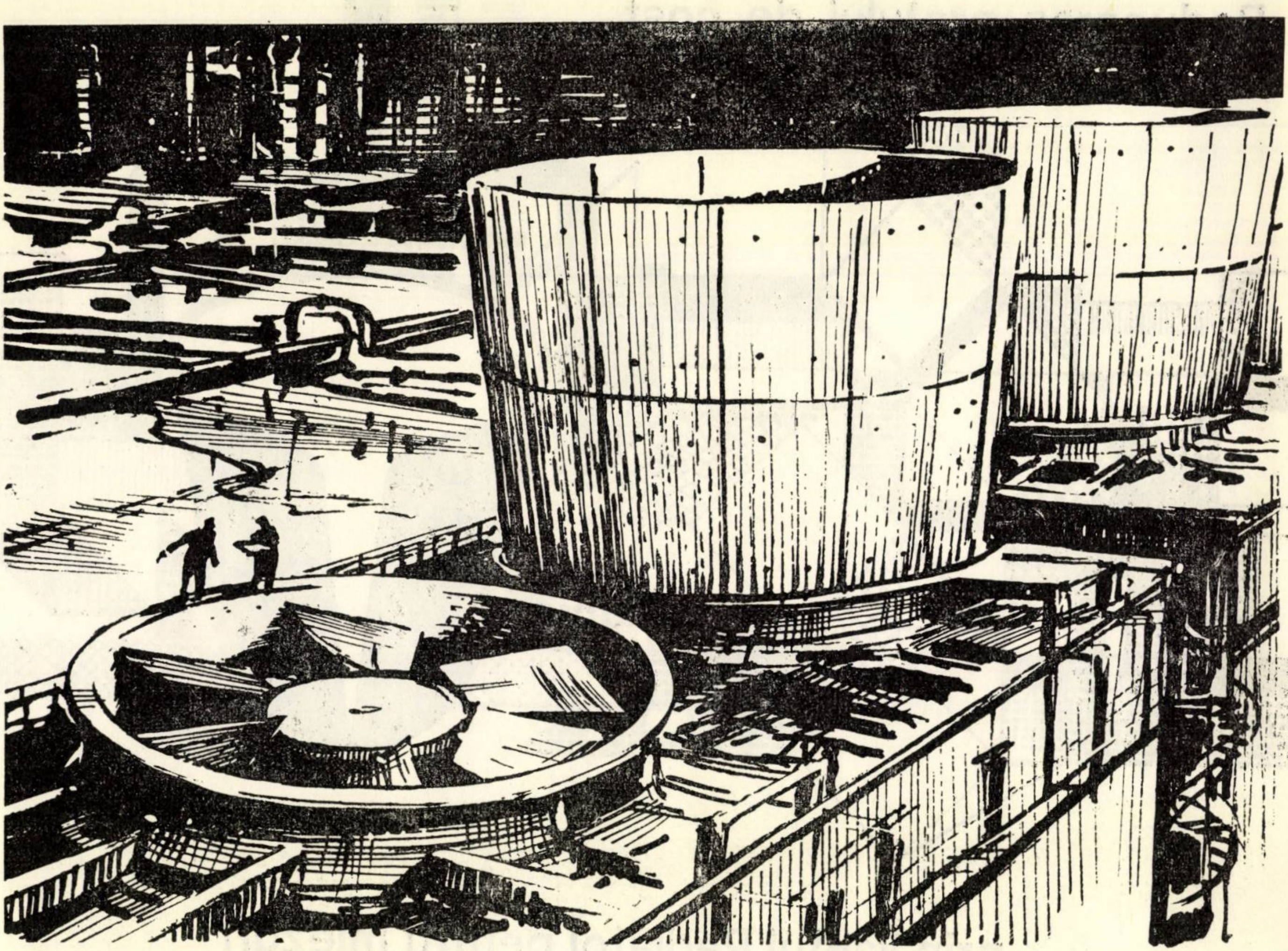
TELEX: 018 249 ● TELEGRAME: HÄRTOL-WERK ● REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Informații de export se pot obține prin:

CHEMIE - EXPORT - IMPORT — Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR — 1055 Berlin, Storkower Strasse, 133 Telex: 011 2171 ahbc dd — Telefon: 53 07 41

studio kroh

Tehnica aerului şi frigului folosită
aşa cum trebuie



Cînd vor fi citite aceste rînduri, ventilatoarele pentru turnurile de răcire ale acestui gigant al industriei chimice vor fi intrat de mult în funcţiune.

La proiectarea noii uzine, inginerii proiectanţi au avut în vedere aceleaşi probleme care stau în atenţia atîtor întreprinderi industriale: lipsa crescîndă de apă.

Nimeni nu-şi mai putea asuma răspunderea ca acest element valoros să fie eliminat, după o scurtă întrebuinţare, în canalele de scurgere, deoarece împreună cu apa se scurg cheltuieli inutile.

Pentru turnurile moderne de răcire din industrie, am elaborat ventilatoare axiale centrifugale caracterizate printr-o mare eficienţă economică.

Oferim ventilatoare pentru turnuri de răcire, în cinci tipodimensiuni, de construcţie robustă, capacitate mare, execuţie simplă, gabarit redus şi siguranţă absolută de exploatare.

Informaţii se pot obţine prin:

Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România.
Dl. Kontek, Str. Compozitorilor nr. 30—Drumul Taberei, Scara 1 Bucureşti.

Nema

VEB Maschinenfabrik NEMA
DDR 9804 Netzschkau

Exportator:
Technocommerz GmbH
DDR Berlin, Mittelstrasse 25
Republica Democrată Germană

Tehnica aerului şi frigului folosită aşa cum trebuie

Controlat în condiţii similare mediului ambiant

aceasta este cerinţa celor competenţi. Oamenii de ştiinţă şi cercetătorii sînt mulţumiţi numai atunci cînd rezultatele unor încercări ample confirmă justeţea muncii lor de creaţie.

Noi cunoaştem problemele care interesează numeroase institute şi ramuri iudustriale. Din această cauză am elaborat un program cuprinzător de instalaţii moderne de control — Nema — pentru temperaturi variabile de la 70^{0}C pînă la 300^{0}C, subpresiuni de pînă la 1,5 Torr şi reglarea umidităţii de la 10 pînă la aproape 100%, cu un volum util pînă la 8 000 dm^3. În camerele de control pot fi produse condiţii termodinamice multiple.

Instalaţia din ilustraţia de mai jos, camera termo—climatică KTK 3 000, de exemplu, permite un interval mare de variaţie a temperaturii şi umidităţii.

Instalaţiile noastre permit variaţii de temperatură de la +100^0 C pînă la —30^{0}C şi invers, precum şi de umiditate a aerului în condiţii de temperatură de +10^{0}C pînă al 60^{0}C în cel mai scurt timp.

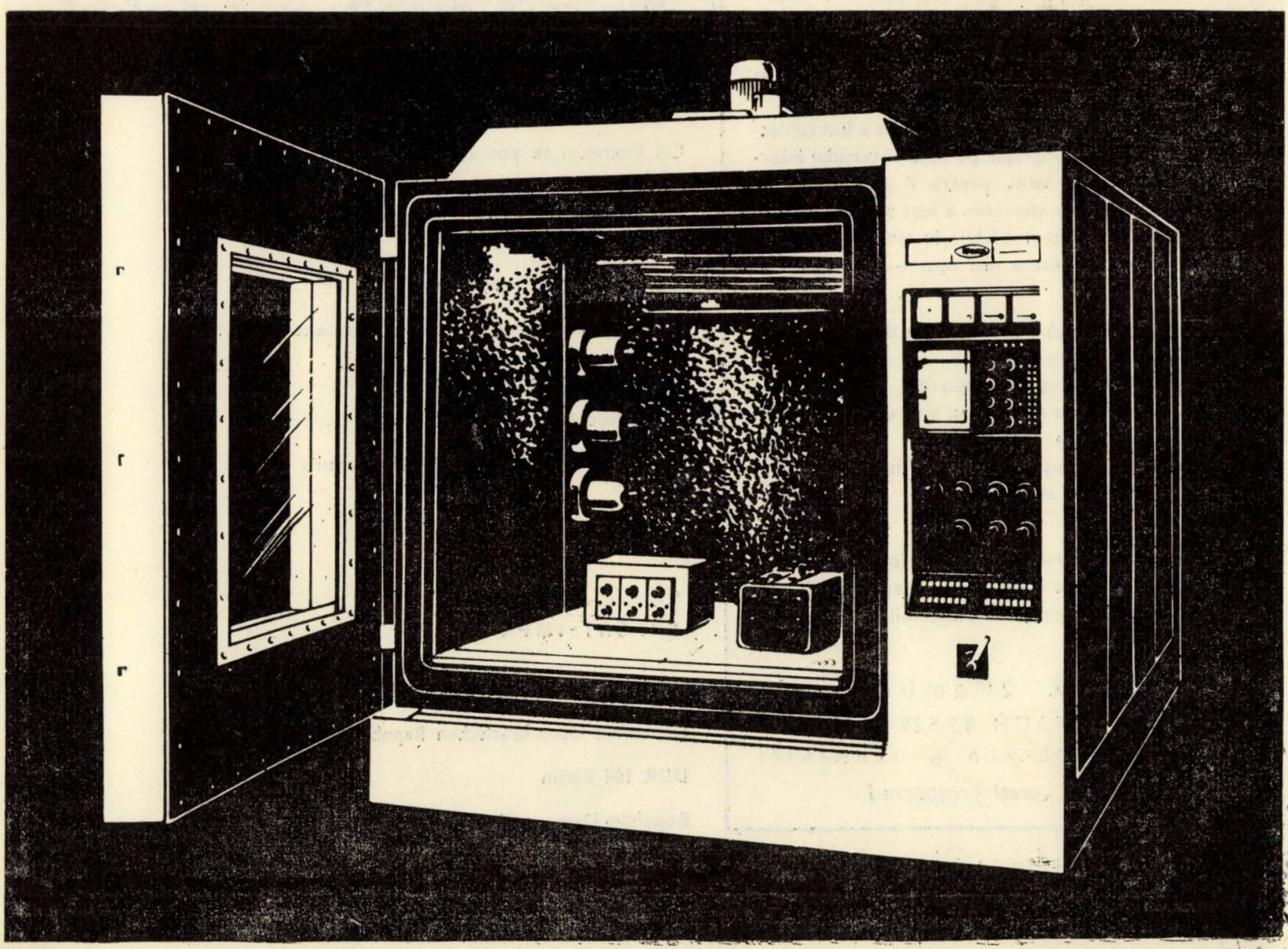
Toate rezultatele sînt înregistrate. Prin orificiul de observaţie poate fi urmărită comportarea în condiţii reale de exploatare.

Informaţii se pot obţine prin: Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România. Dl. Kontek, Str. Compozitorilor nr. 30—Drumul Taberei, Scara 1 Bucureşti.

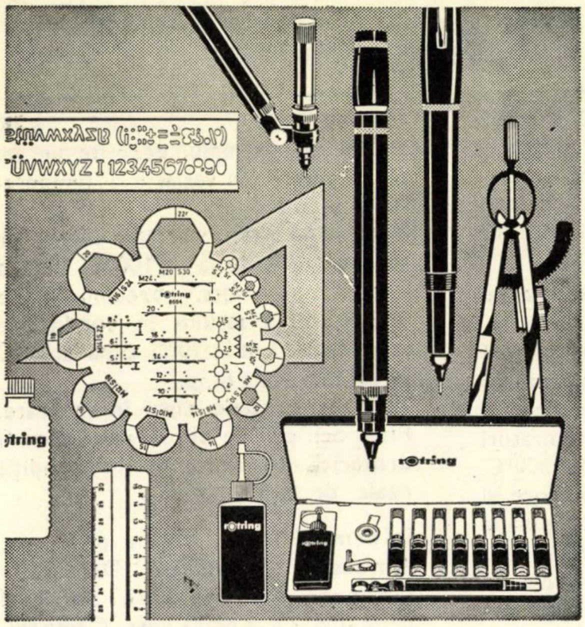
Nema

VEB Maschinenfabrik NEMA
DDR 9804 Netzschkau

Exportator:
Technocommerz GmbH
DDR Berlin, Mittelstrasse 25
Republica Democrată Germană



SZAKKÖNYVTÁRES ** …ENTÁCIÓS KÖZPONT 1883



rotring

uşurează desenul

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuş Rapidograph, primul stilou cu tuş din lume, cu sistem tubular şi mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm.
Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raţionalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.
Pentru scrierea curată şi exactă, rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.

Special pentru desenul pe material plastic a fost confecţionat stiloul cu tuş Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 7 grosimi de linii de la 0,2 la 1,2 mm. De asemenea a fost adoptat pentru tuşuri dizolvante de folii şi solubile în apă.
Cu rotring se poate desena mai uşor — mai repede — mai raţional!

- Asigură o durată lungă de funcţionare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
- Uşurează alegerea grosimii necesare
- Trasează linii uniforme cu margini bine definite
- Asigură lucrări curate
- Are un rezervor de tuş de mare capacitate
- Se reîncarcă în mod simplu
- Se poate curăţa uşor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile în cazurile în care se cere o înaltă precizie: stilou de tuş, tuş de desen, şablon de scris şi desenat, linii, echere, compasuri.

RIEPE — WERK 2Hamburg — 54
POSTFACH 13 529
REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

Vă rugăm cereţi prospecte !

R·F·T

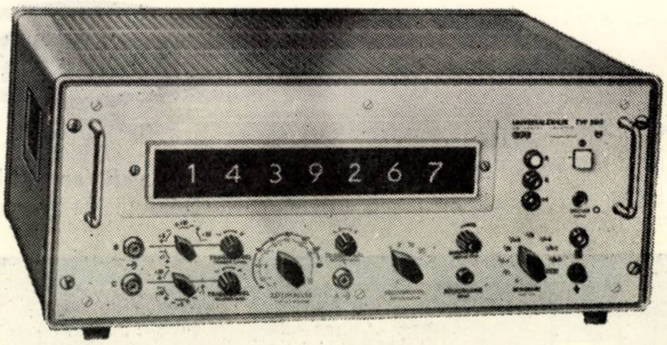
Reprezentant al tehnicii înaintate

Astăzi se măsoară digitală

Contorul universal tip 3515 asigură măsurări de frecvenţă între 10 şi 15 MHz.

Sensibilitatea de intrare variază de la 50 mV pînă la 40 V.

În afară de frecvenţă şi amplitudine, se pot măsura perioada şi raportul de frecvenţă



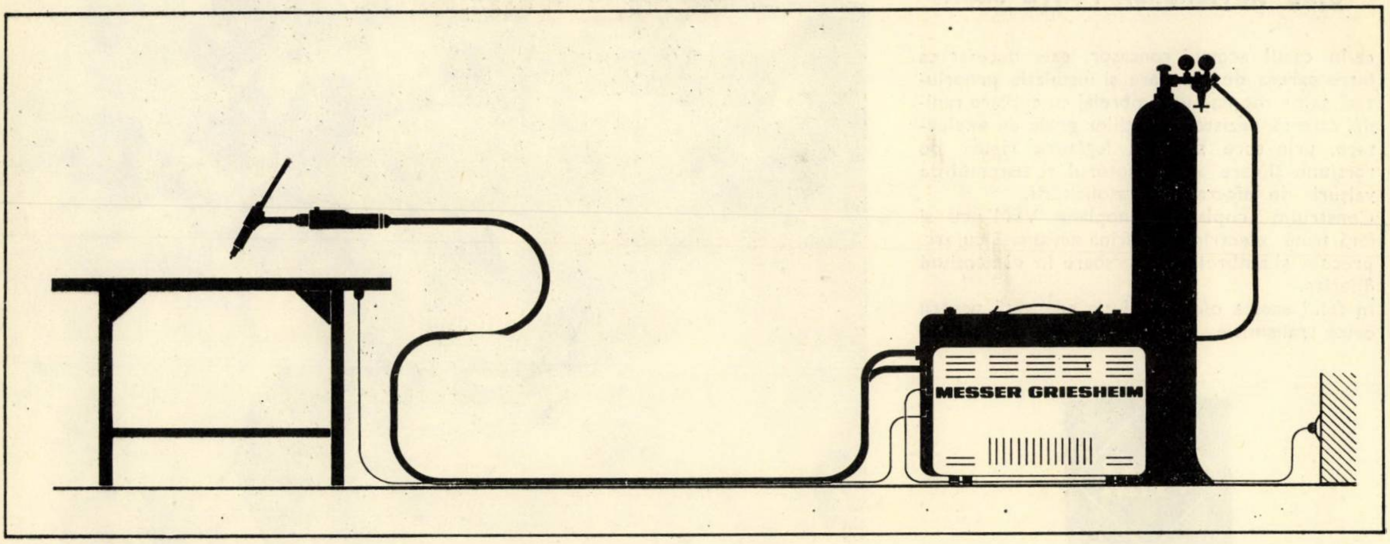
Cei interesaţi se pot adresa la :
Biroul tehnico-comercial
DIA — Elektrotechnik
Secţia politico-comercială a
Ambasadei Republicii Democrate Germane din
Republica Socialistă România
Calea Dorobanţi 14
Bucureşti — Republica Socialistă România

EXPORTATOR :

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT

Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der
Deutschen Demokratischen Republik
DDR 104 Berlin
Republica Democrată Germană

SUDARE ŞI TAIERE RAŢIONALE



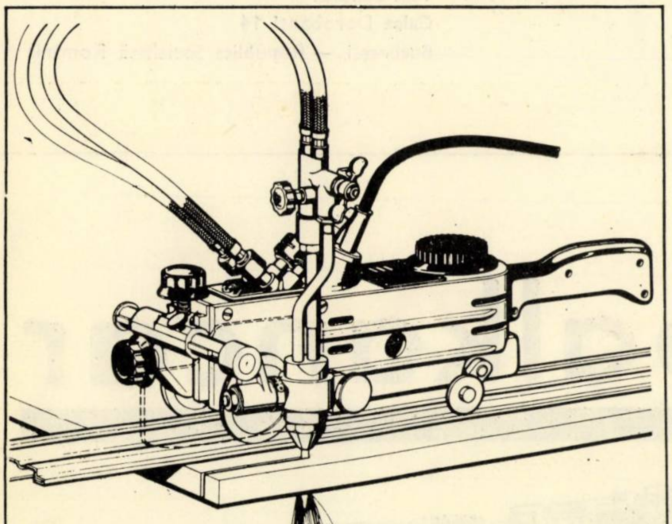
MINIWIG 200 GW

Este denumirea unui nou dispozitiv de comandă cu arzător, cu ajutorul căruia se poate transforma o sursă normală de curent pentru sudare cu electrozi într-un dispozitiv cu gaz de protecţie.

Se racordează MINIWIG-ul la sursa existentă: transformator pentru metale uşoare ; redresor pentru oţel, oţel inoxidabil, nichel, cupru şi aliajele lor. Mai este necesară o butelie de argon, care se racordează la MINIWIG şi astfel rezultă, fără multă cheltuială, un dispozitiv puternic de sudare cu gaz de protecţie (TIG), care poate fi încărcat pînă la 200 A. Butonul de comandă al arzătorului permite reglarea curentului şi a cantităţii de gaz.

Aparatul de comandă cîntăreşte doar 18 kgf.

Prospectul : 30.1001 MINIWIG 200 GW.



QUICKY

Una din principalele probleme ale sudării este tăierea—pregătirea muchiilor de sudat. Maşina manuală de tăiat QUICKY se dirijează manual la tăierea curbelor. La tăierea rectilinie ea poate fi condusă pe o şină, iar la tăierea cercurilor pe un dispozitiv circular.

Quicky este o maşină uşor de mînuit, robustă, cu mari posibilităţi de mecanizare fără mari cheltuieli la tăierea prin sudură. Nu este deci de mirare că actualmente funcţionează în toată lumea peste 27000 de maşini Quicky.

Prospectul : 10.1020 Quicky

Acestea sînt încă două exemple de felul în care produsele MESSER GRIESHEIM contribuie la raţionalizarea sudării şi tăierii. Este vorba de produsele unei întreprinderi care a contribuit în mod hotărîtor ca tehnica sudării şi a tăierii să devină un mijloc important de prelucrare.

MESSER GRIESHEIM furnizează aparate şi maşini pentru toate operaţiile de sudare şi de tăiere importante în industrie : sudarea autogenă, sudarea electrică, sudarea în atmosferă protectoare, sudarea cu plasmă, sudarea prin rezistenţă, sudarea cu raze de lumină, sudarea materialelor sintetice.

Inginerii noştri cunosc problemele de producţie ale industriei multor ţări. Aceste cunoştinţe reprezintă accesoriul gratuit al produselor noastre. De aceea, clienţii noştri sînt întreprinderile care nu doresc numai să furnizeze produse de calitate, ci şi să-şi scadă preţul de cost.

MESSER GRIESHEIM

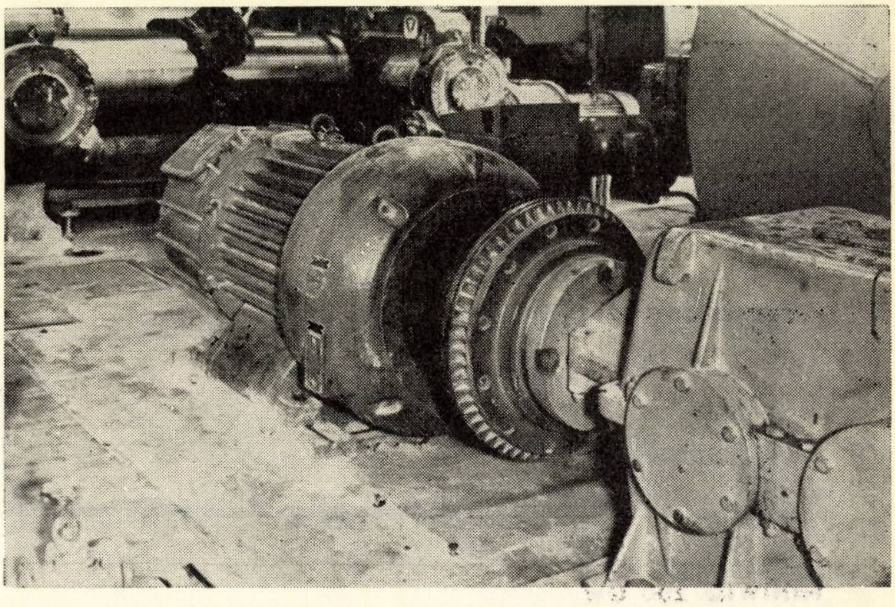
Messer Griesheim GmbH · Schweißtechnik 6 Frankfurt am Main · BRD
Büro Ost : 1 Berlin 30 · Einemstraße 9 · Telefon (0311) 2119001

Republica Federală a Germaniei

CIND ACŢIONEAZĂ FORŢE MARI

ca în cazul acestui concasor, este necesar ca între partea de acţionare şi instalaţia propriuzisă să fie montat un ambreiaj cu cuplare rapidă, care să reziste condiţiilor grele de exploatare, prin care se evită legătura rigidă de torsiune şi care apără motorul şi sistemul de valţuri de efectele suprasolicitării.
Construim cuplaje monoplane VEM cu şi fără frînă electrică, cu frînă acţionată cu arc, precum şi ambreiaje inversoare în dimensiuni diferite.
În felul acesta oferim soluţia adecvată pentru orice transmisie.

VEM



VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

EXPORTATOR:

Elektrotechnik

EXPORT — IMPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der
Deutschen Demokratischen Republik
DDR 104 Berlin. Chausseestrasse 111/112
Republica Democrată Germană

Cei interesaţi se vor adresa la:
Biroul tehnico-comercial
DIA Elektrotechnik
Ambasada Republicii Democrate Germane din
Republica Socialistă România
Tov. Schultz
Calea Dorobanţi 14
Bucureşti — Republica Socialistă România

---

balkancar

Pentru mai mult de 160 mărci şi tipuri de automobile, camioane, autobuze şi tractoare de renume mondial

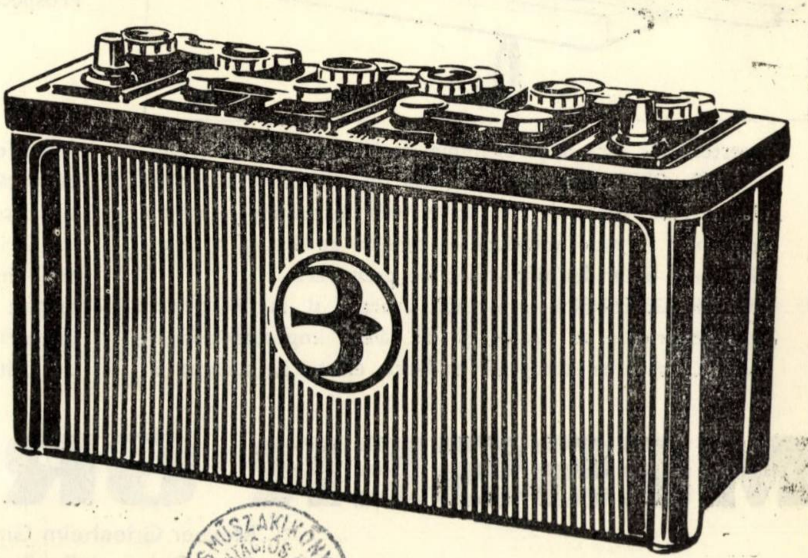
BATERII DE ACUMULATOARE
de 6 şi 12 V

BALKANCAR — o marcă ce garantează durabilitatea şi un proces corespunzător de pornire

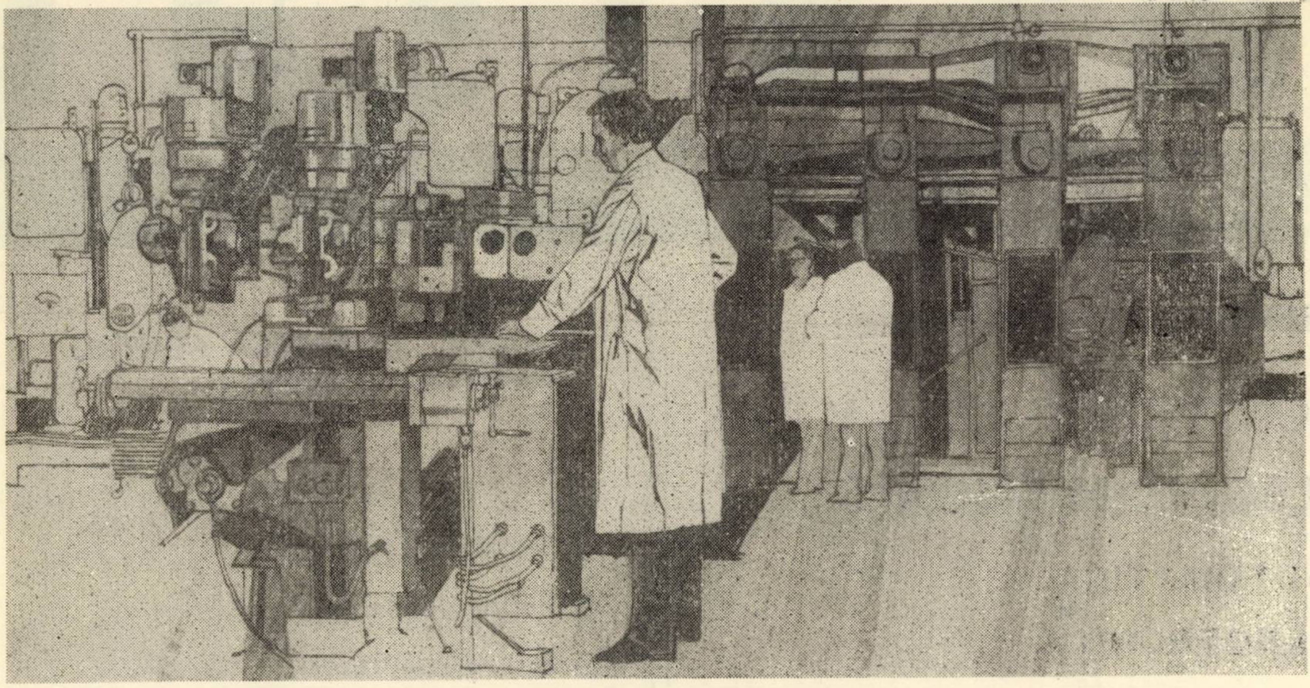
Informaţii detaliate şi oferte:
BALKANCAREXPORT, Bulgaria

Sofia, str. Aksakov, nr. 5, telefon 88-53-21

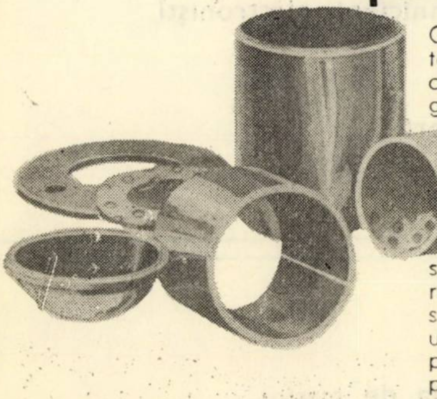
telex 386, telegrame: BALKANCAREXPORT, Sofia



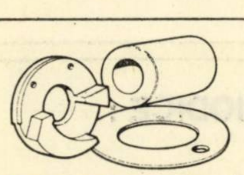
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883



pentru concepția cea mai avansată în prezent...

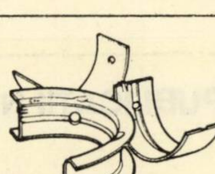


Glacier Metal Company se găsește în fruntea activității de proiectare și dezvoltare a lagărelor. Această poziție este asigurată printr-o continuă activitate de cercetare. Tehnologii de la Glacier, lucrînd la problemele de viitor din domeniul lagărelor, au înzestrat industria mondială cu o gamă largă de formule constructive și materiale noi. Produsele dezvoltate în laboratoarele Glacier formează cea mai cuprinzătoare gamă disponibilă de lagăre care sînt fabricate și comercializate internațional printr-o rețea de peste 130 licențiari, reprezentanți și agenți. **Bucșe Glacier.** Fabricația de precizie în cantități mari permite lui Glacier să ofere o gamă largă de lagăre de înaltă calitate la prețuri reduse. Acestea sînt realizate în dimensiuni metrice și în țoli de la 3 mm la 120 mm și de la 1/8 "la 7", putînd fi livrate direct din stocurile existente, în trei tipuri. **Plumb/bronz.** Pentru ungere cu ulei sau unsoare consistentă. **Glacier DU.** Pentru aplicații fără ungere funcționînd eficient pe un mare interval de temperaturi. **Glacier DX.** Special realizate pentru aplicații cu preungere sau pentru condiții de lubrificație minimă. O gamă de rondele pentru pivoți și semisfere este disponibilă în Glacier DU și Glacier DX.



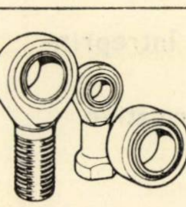
Glacier DQ și Glacetal

Glacier DQ combină caracteristicile lagărelor mecanice și uscate. Sînt disponibile in piese turnate sau prelucrate, bare sau tuburi. Glacetal – material de minimă lubrificație pentru rondele de pivoți și piese similare



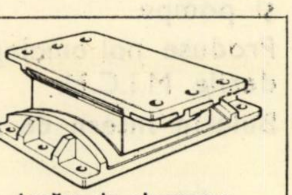
Cuzineți reticulari subțiri din aluminiu pentru tracțiune

Cel mai echilibrat material de lagăre pentru încărcări mari, pentru motoare diesel și cu benzină.



Dualign

Lagăre sferice și capete de bară. Piese de foarte mare performanță, înalt rezistente la coroziune, tolerează impuritățile, praful și fluide.



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte, eficiente, care nu pretind lubrificație. Construcție simplă care se pretează la mișcări în orice direcție. Funcționează îndelungat cu întreținere minimă.

La cerere se poate obține îndrumare pentru proiectare

...cele mai avansate lagăre

GLACIER

1967

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

MICM
ODPT
PUBLICĂ:

REVISTE DE SPECIALITATE:

- ★ CONSTRUCȚIA DE MAȘINI
- ★ ELECTROTEHNICA
- ★ AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

INFORMARE ȘI DOCUMENTARE TEHNICĂ SELECTIVĂ:

- Buletin de informare tehnico-economică
- Organizare și eficiență economică în construcția de mașini (în colaborare cu I.C.D.T.)
- Prelucrarea metalelor prin așchiere
- Prelucrarea metalelor prin deformare
- Motoare, ventilatoare, compresoare și pompe
- Produse noi omologate în întreprinderile M.I.C.M.
- Buletin intern de acte normative

INFORMAȚII BIBLIOGRAFICE (Cărți, standarde, invenții, prospecte și cataloage străine, cercetări bibliografice, sinteze, traduceri, filme)

INFORMARE TEHNICĂ PENTRU MUNCITORI ȘI MAIȘTRI:

- Turnători, modelori
- Forjori, matrițeri
- Strungari—frezori
- Lăcătuși, ajustori, sculeri
- Tratamente termice
- Electrotehnicieni, electroniști
- Sudori
- Rectificatori

INOVAȚII:

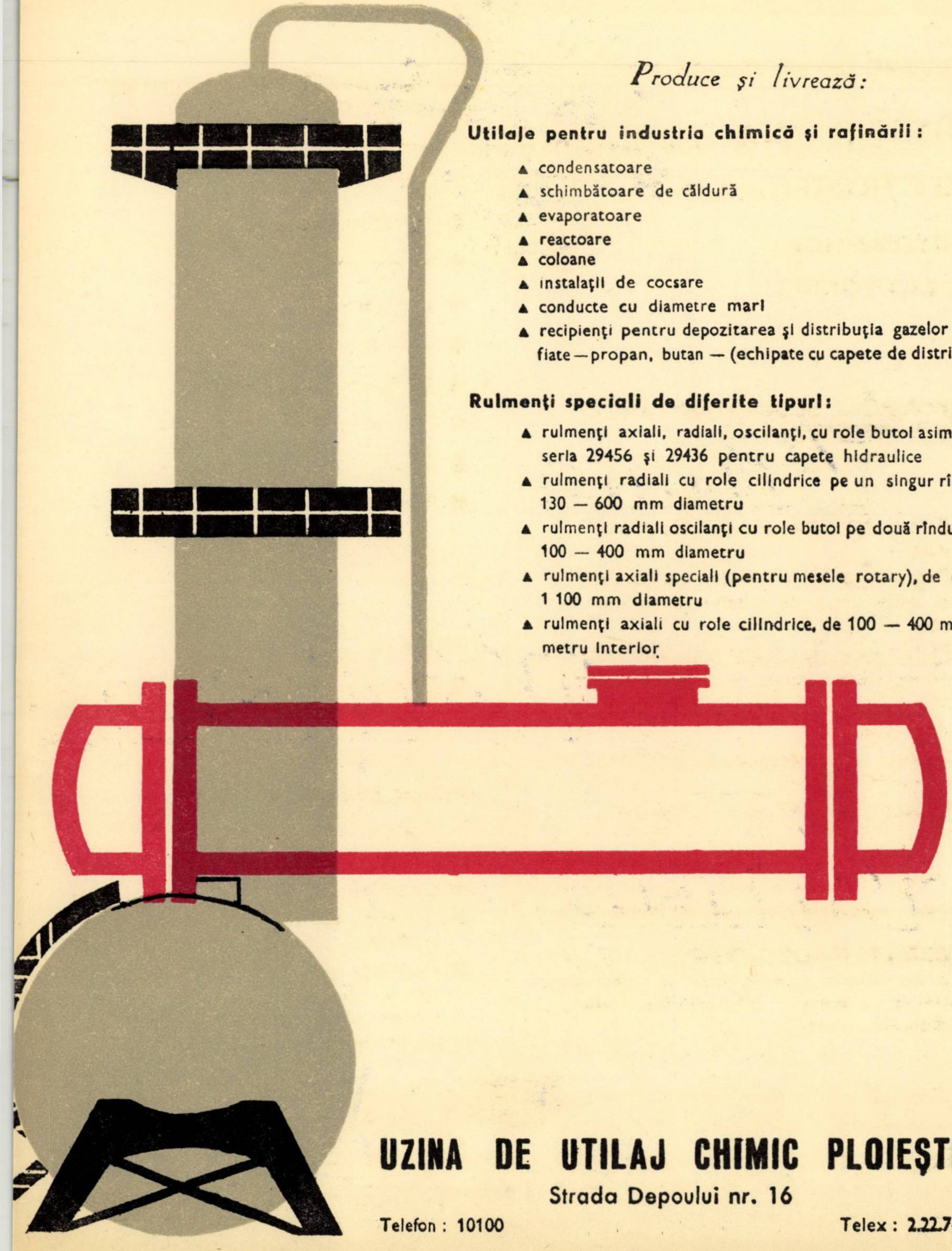
- Construcția de mașini
- Electrotehnică

PUBLICAȚII NEPERIODICE:

- Din experiența uzinelor M.I.C.M.
- Studii de sinteză
- Culegeri de material documentar, traduceri
- Cataloage și prospecte de popularizare a produselor M.I.C.M., normative de prețuri, planșe didactice, afișe de protecția muncii.

CONSULTAȚI „FORMULARUL DE ABONAMENT" EXISTENT ÎN UNITATEA DV.

Comenzile pentru anul 1969 se mai pot primi pînă la 25 decembrie 1968 pe adresa:
OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE,
Calea Victoriei nr. 133, sector 1. Informații suplimentare se obțin la telefon 13.84.16.



Produce şi livrează:

Utilaje pentru industria chimică şi rafinării:

- ▲ condensatoare
- ▲ schimbătoare de căldură
- ▲ evaporatoare
- ▲ reactoare
- ▲ coloane
- ▲ instalaţii de cocsare
- ▲ conducte cu diametre mari
- ▲ recipienţi pentru depozitarea şi distribuţia gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuţie)

Rulmenţi speciali de diferite tipuri:

- ▲ rulmenţi axiali, radiali, oscilanţi, cu role butoi asimetrice, seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice
- ▲ rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- ▲ rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- ▲ rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEŞTI

Strada Depoului nr. 16

Telefon : 10100 Telex : 2.22.74

MARCA UZINA VULCAN BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.
CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.
CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.
CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43

E 3279

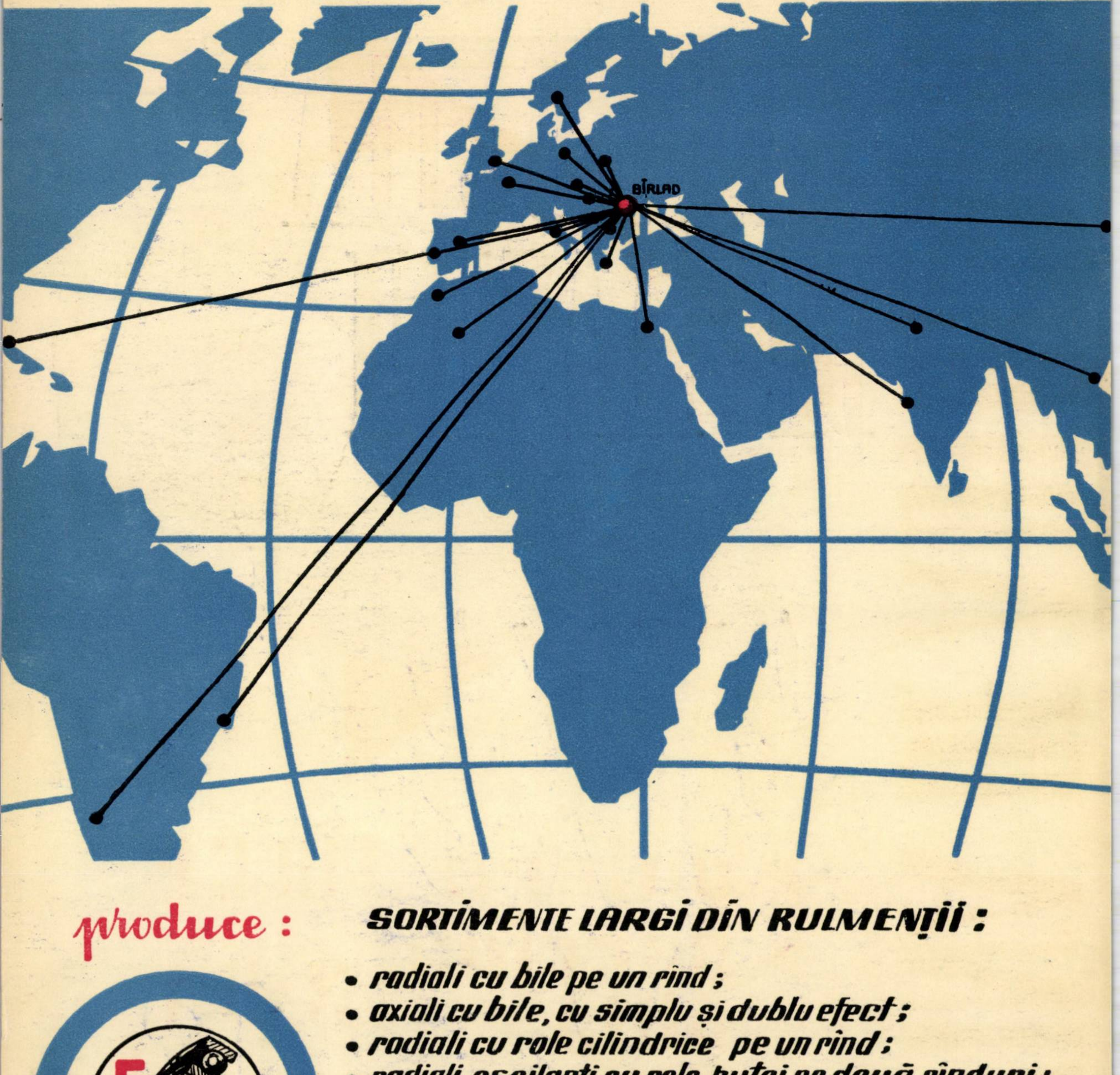
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XX • Nr. 12 • DECEMBRIE 1968

Cr3
nr4

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

F R B
MADE IN RUMANIA

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

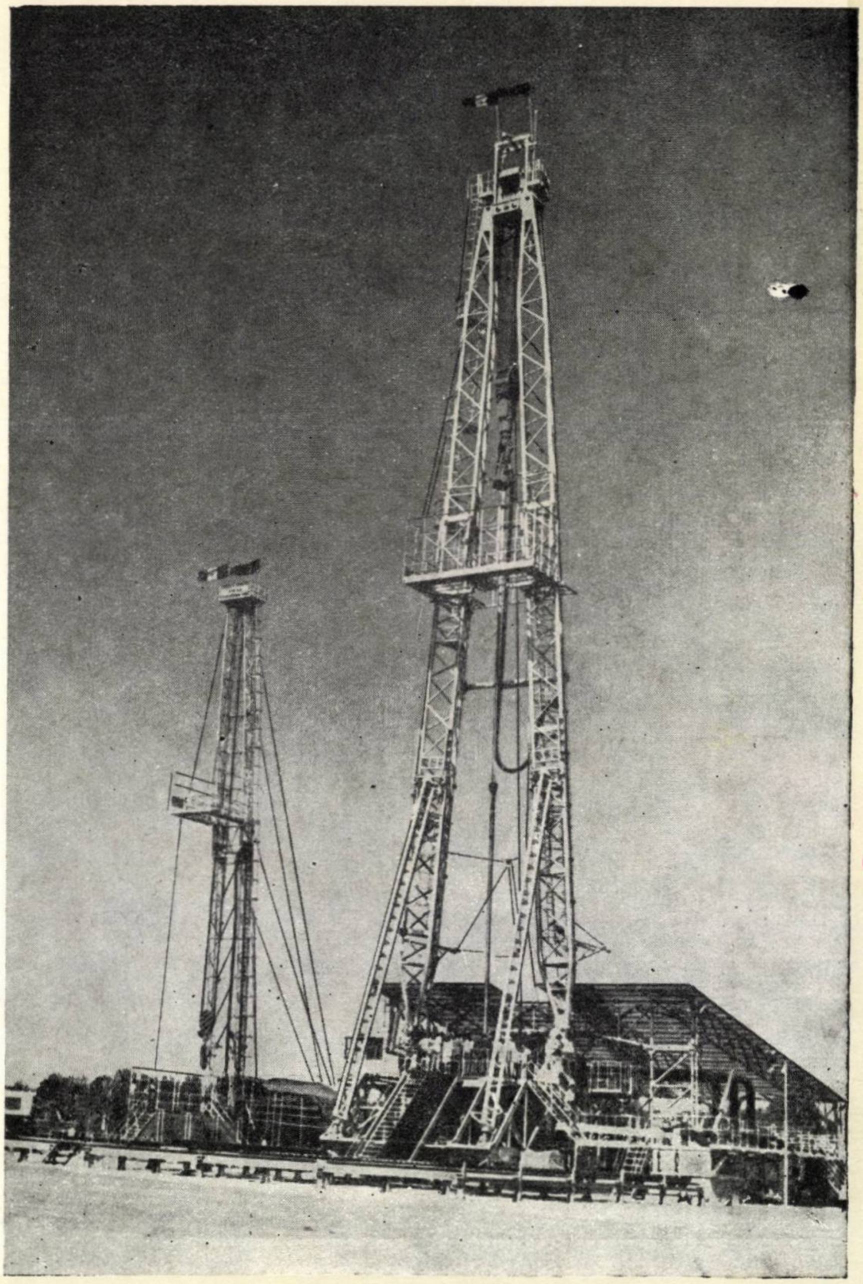
- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:
rulmenți radiali cu role cilindrice
pentru vagoane de călători și de marfă,
rulmenți pentru utilaj petrolier,
rulmenți pentru tractoare și camioane etc.*

UZINA DE AUTOCAMIOANE

BRAȘOV

Strada
Poienilor 5
Telefon:
20220

- putere 140 CP
- sarcină utilă 3-6 t
- viteză 90 km/h



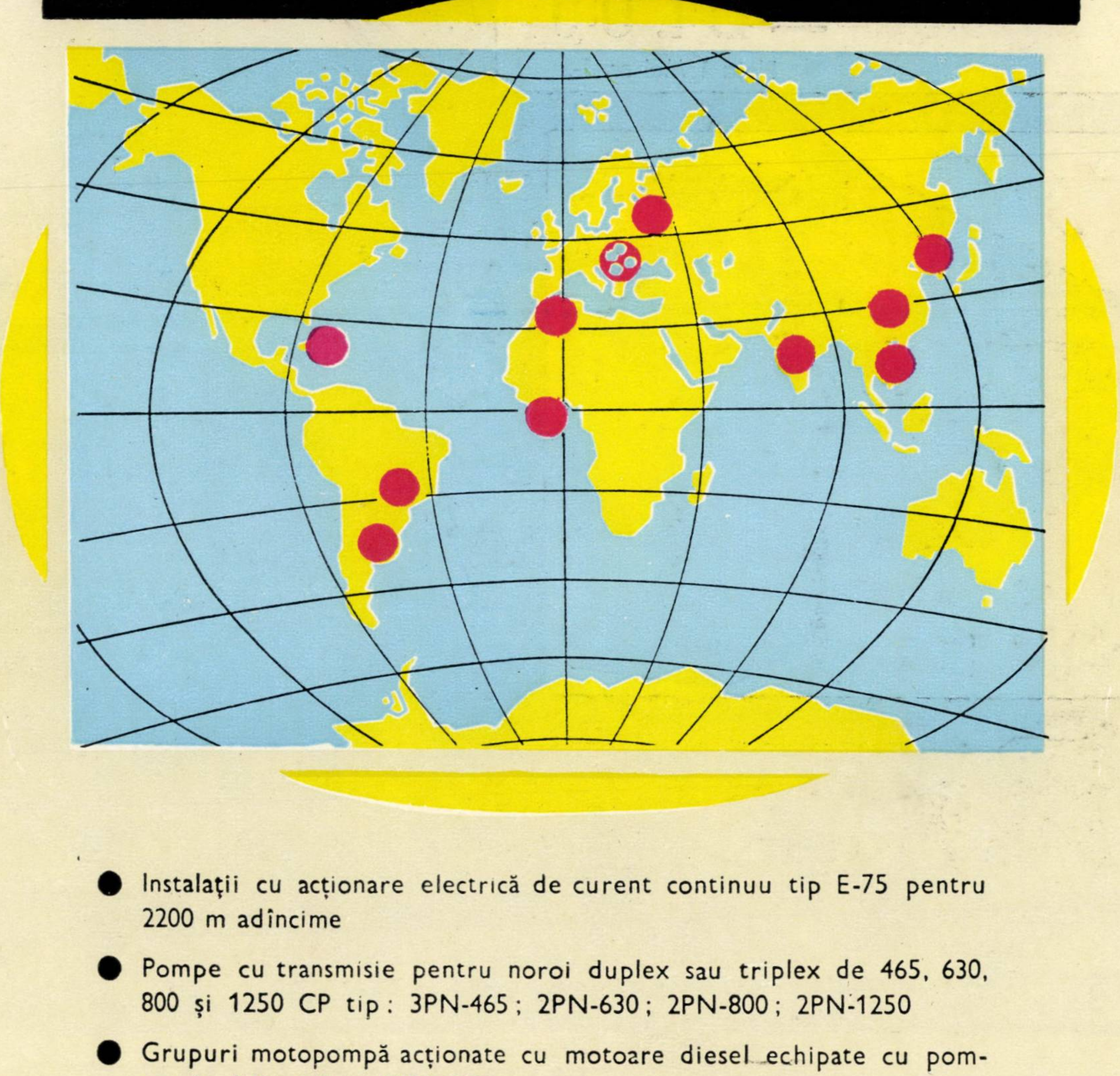
- Instalații de foraj pentru 1200 m adîncime transportabile tip T-50 B
- Instalații de foraj de medie adîncime
  tip 2DH-75 pentru 2200 m adîncime
  tip 4LD-150 pentru 3200 m adîncime
  tip F200-2DH pentru 3500 m adîncime
- Instalații de foraj de mare adîncime
  tip 3DH-200 pentru 5000 m adîncime
  tip 3DH-250 pentru 5000 m adîncime
  tip 4DH-315 pentru 7000 m adîncime

Uzina constructoare de utilaj petrolier
"1 Mai" – Ploiești
execută și livrează intern și la export:

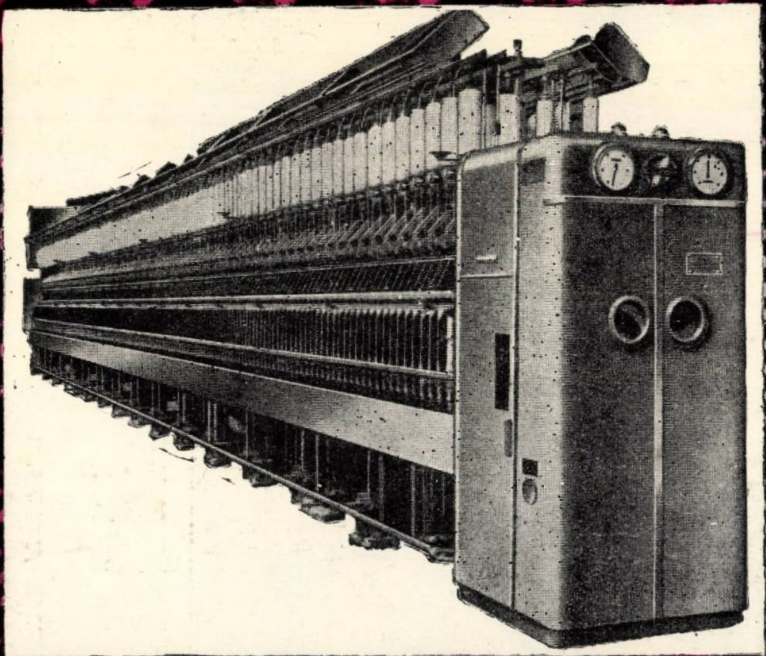
UPETROM
PLOIESTI

Uzina de construcții utilaj petrolier "1 Mai"
Ploiești, str. Democrației nr. 121
Telefon: 10300
Telex: 019.219

UZINA 1 MAI PLOIEŞTI



- Instalaţii cu acţionare electrică de curent continuu tip E-75 pentru 2200 m adîncime
- Pompe cu transmisie pentru noroi duplex sau triplex de 465, 630, 800 şi 1250 CP tip: 3PN-465; 2PN-630; 2PN-800; 2PN-1250
- Grupuri motopompă acţionate cu motoare diesel echipate cu pompe de 340, 465 şi 1250 CP
- Agregate de cimentare şi fisurare hidraulică de 400, 500 şi 700 kgf/cm^2 tip AC-400; AC-500; ACF-700
- Instalaţii complete de prevenire a erupţiilor acţionate hidraulic tip: HD-8 x 210; HD-8 x 350; HD-10 x 210; HD-10 x 350; HD-12 x 210; HDF-7 $\frac{1}{16}$ x 350; HDF-9 x 700; HDF-14 in. x 350kgf/cm^2.
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Carotiere mecanice pentru foraj



UZINA

UNIREA

— CLUJ

Piaţa 1 Mai nr. 1-2

livrează în mod curent:

- — Războaie automate de ţesut bumbac, tip 24A—27A; 24A$_2$—27A$_2$; 24A$_{12}$—27A$_{12}$.
- — Războaie automate de ţesut mătase, tip AM
- — Carde de bumbac
- — Maşini de răsucit fire, tip 3R
- — Maşini de filat bumbac, tip 4F1
- — Maşini de filat lînă pieptănată, tip 2FLP
- — Maşini de filat bumbac, FBC şi FBP
- — Maşini de pieptănat lînă, tip 2PL şi altele

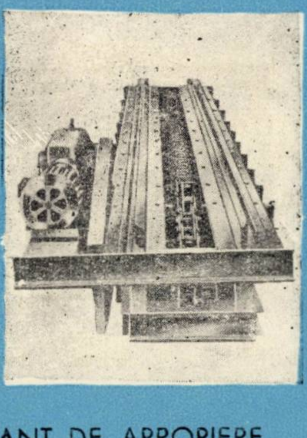
exportă:

- — Războaie automate de ţesut bumbac

UZINA UMMUM

ECANICĂ
AȘINI
TILAJ
INIER

ȘI BAIA-MARE

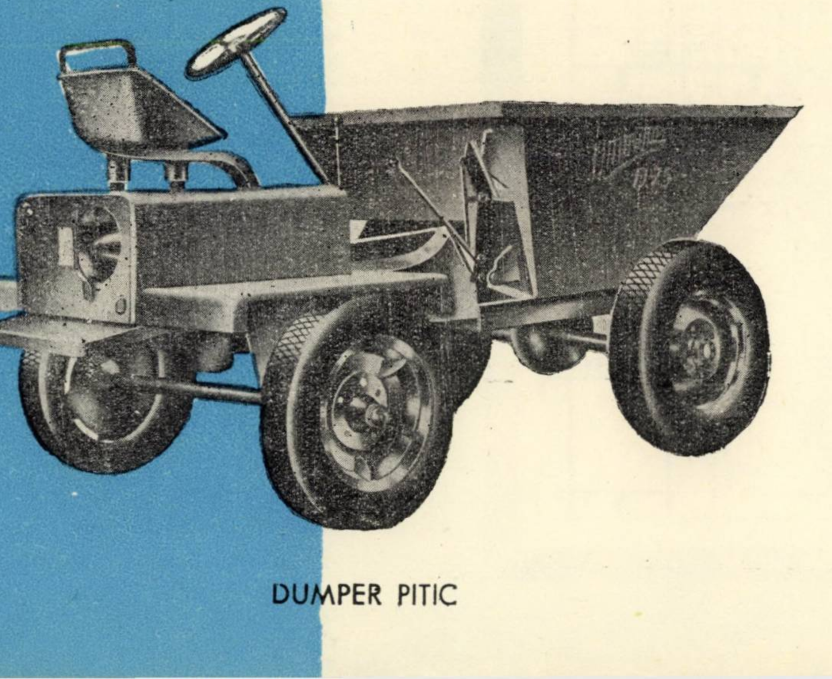


LANT DE APROPIERE

ntru apropierea vagoneților în
l rampei puțului de extracție
minelor. Debit de apropiere 4
goneți/min; viteza de deplasa
0,2 m/s; puterea instalată 7,5-
kW.

DUMPER PITIC (PRODUS NOU ASIMILAT)

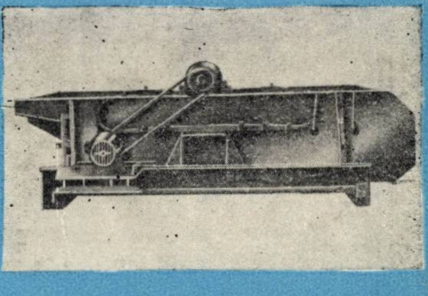
Capacitatea cupei 0,75 m^3, sarcina utilă 1500 kg; ecartament 1445 mm, ampatament 1380 mm; putere motor 15 CP; viteză maximă 20,6 km/oră (mers înapoi 3,52 km/oră); panta maximă la viteza I 37%. Dumperul este specific pentru transportul pe șantierele de construcții și transportul uzinal în uzinele constructoare de mașini, în varianta cu platformă.



DUMPER PITIC

COLIVIE DE EXTRACȚIE TIP A.C.

Se execută în 17 variante în funcție de secțiunea puțului de mină pe care se face transportul.



CIUR TIP IPROMET

Pentru sortarea mecanică prin ciuruire a minereurilor feroase și neferoase, precum și a pietrei în carierele de piatră. Suprafața de ciuruire 2,5 m^2; numărul sitelor: 2 buc. — mărimea ochiurilor: 10 — 25 mm; debit: 50 m^3/oră; puterea instalată: 7,5 kW.

UMMUM BAIA-MARE

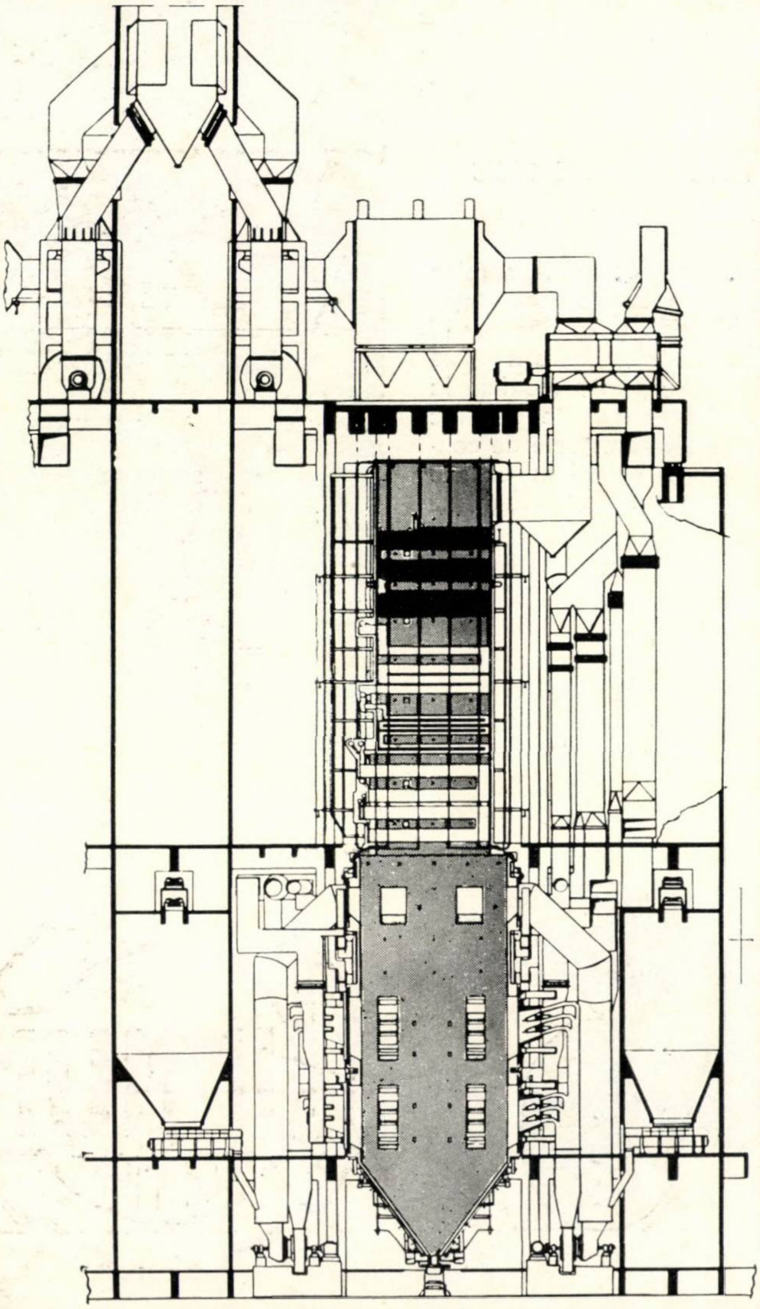
Baia Mare, str. Baia Sprie nr. 170
telefon 2412 la 2414

CENTRUL DE CERCETARI ȘI PROIECTARI CAZANE

efectuează:

— studii și cercetări în domeniul cazanelor, instalațiilor anexe și utilajelor termotehnice de centrală

București
Str Serg. Mj. Borș Gr. nr. 2
tel. 31.01.41.

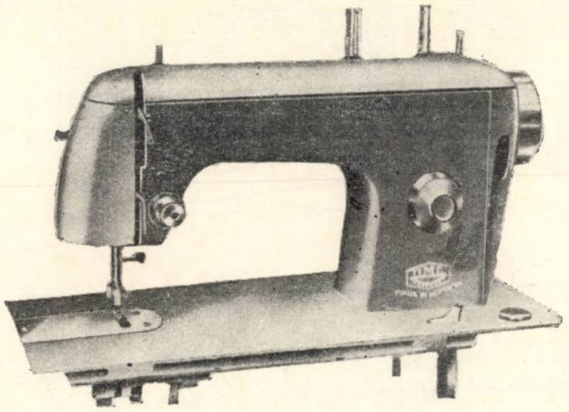


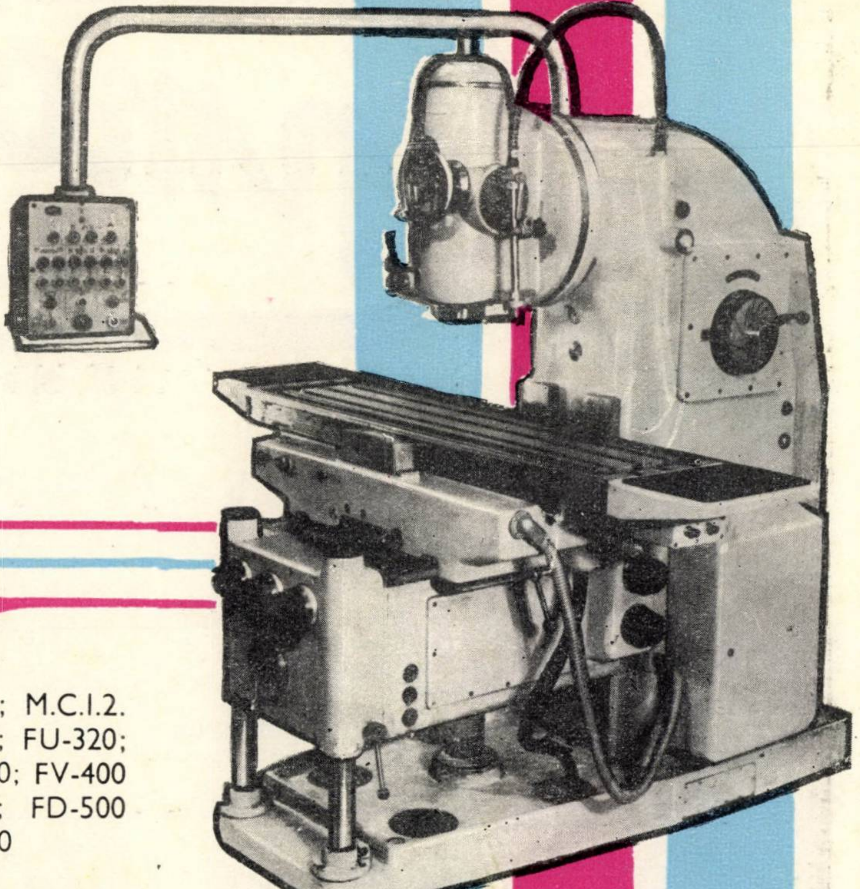
elaborează, în mod complex, documentații tehnice în toate fazele de proiectare, pentru:

- cazane de abur de joasă și înaltă presiune
- cazane de apă caldă și fierbinte
- cazane recuperatoare
- cazane cu destinație specială
- instalații anexe pentru cazane (arzătoare, ventilatoare, utilaje pentru gospodării de combustibil etc.)
- utilaje termotehnice de centrală (degazoare, filtre, schimbătoare de căldură etc.)
- utilaje din partea nucleară a centralelor nuclear electrice (reactoare nucleare, elemente de combustibil, generatorul de abur, mașina de manevrat combustibil etc.)

CPC
BUCUREȘTI

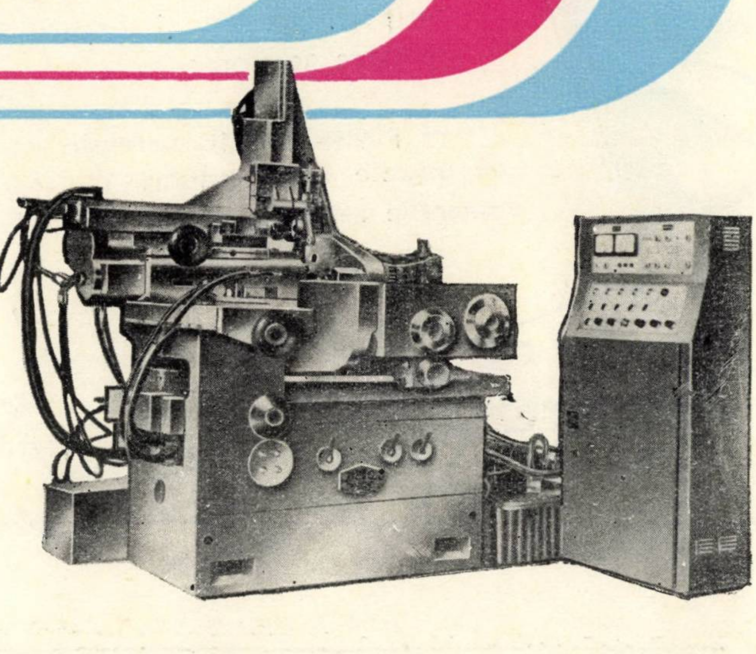
UZINA MECANICĂ CUGIR



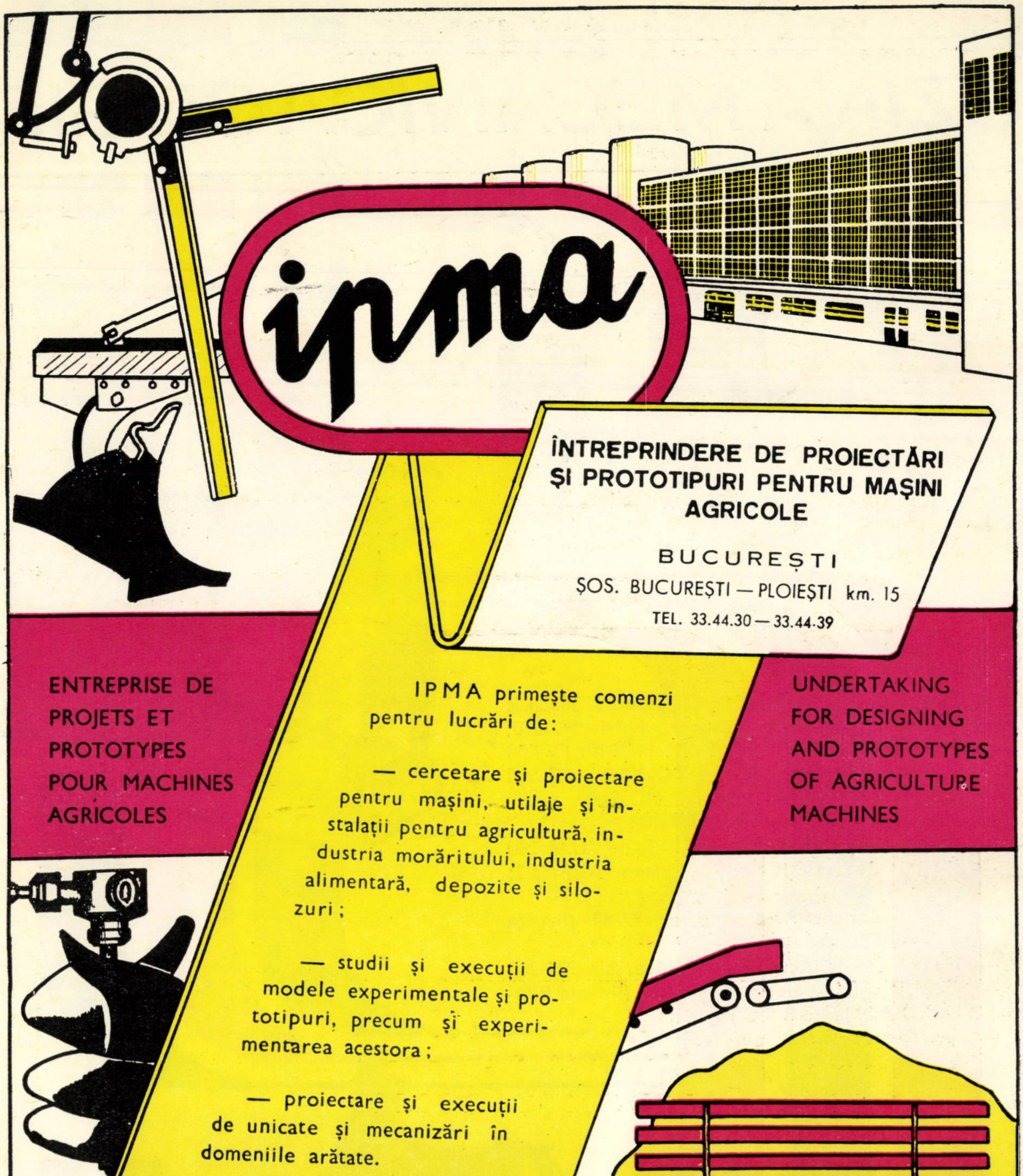


produce:

- Mașini de cusut: Ileana 67; Rodica; M.C.I.2.
- Mașini de frezat cu consolă: FU-1; FU-320; FU-400; FO-320; FO-400; FV-1; FV-320; FV-400
- Mașini de frezat dantură FD-320A; FD-500
- Mașini de mortezat dantură MD-500
- Mașini de rectificat plan RP-250
- Mașini universale de ascuțit scule UAS-200
- Mașini de ascuțit cuțite plane ACP-13,5; ACP-28
- Mașini de rectificat interior RI-80 (licența NOVARESE-Italia)
- Mașini de rectificat rotund universale RU-200
- Cuplaje și frîne electromagnetice (licența BINDER-MAGNETE R.F.G.)
- Ridicătoare hidraulice M-50



UMC Cugir



ipma

ÎNTREPRINDERE DE PROIECTĂRI
ŞI PROTOTIPURI PENTRU MAŞINI
AGRICOLE

BUCUREŞTI
ŞOS. BUCUREŞTI — PLOIEŞTI km. 15
TEL. 33.44.30 — 33.44.39

ENTREPRISE DE
PROJETS ET
PROTOTYPES
POUR MACHINES
AGRICOLES

IPMA primeşte comenzi pentru lucrări de:

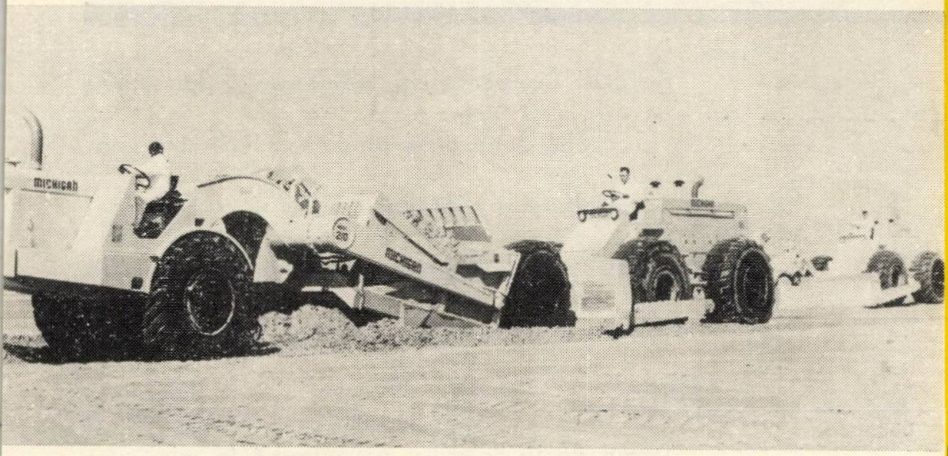
— cercetare şi proiectare pentru maşini, utilaje şi instalaţii pentru agricultură, industria morăritului, industria alimentară, depozite şi silozuri;

— studii şi execuţii de modele experimentale şi prototipuri, precum şi experimentarea acestora;

— proiectare şi execuţii de unicate şi mecanizări în domeniile arătate.

UNDERTAKING
FOR DESIGNING
AND PROTOTYPES
OF AGRICULTURE
MACHINES

MICHIGAN moves



TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN

Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP

Modele disponibile cu direcția pe roțile din spate și cu direcție articulată.

TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

Două modele — capacitate circa 20 m^3 și circa 32 m^3.

SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.

Sînt disponibile modele cu capacitate de circa 4, 8 și 12 m^3. Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m^3.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m^3 la circa 20 m^3.

Modele disponibile cu direcție pe roțile din spate, pe toate roțile și direcție articulată cu o largă varietate de auxiliare.

MICHIGAN
CLARK® EQUIPMENT

CLARK INTERNATIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY, GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est :
LEA GRANT AND COMPANY LIMITED
Devenshire House
195/199 Great Portland Street
Londra W 1

HOTĂRÎŢI ÎNCĂ ASTĂZI

PENTRU MÎINE

Hotărîri pe perioade îndelungate puteţi lua în prealabil cunoscînd tendinţele cele mai noi de dezvoltare a pieţelor, oferta şi relaţiile comerciale între ţările din est şi vest, modul de rezolvare a diferitelor probleme, cererea clienţilor.

Tîrgul de la Leipzig garantează în minimum de timp obţinerea unui număr maxim de informaţii preţioase, contacte importante şi tranzacţii avantajoase.

Specialiştii din cele mai diferite branşe ale industriei de maşini şi industriei bunurilor de consum găsesc aici rezolvarea problemelor lor actuale şi viitoare.

Tîrgul de la Leipzig este o manifestare internaţională modernă, dinamică şi atractivă, întrunind expozanţi din circa 65 de ţări pe o piaţă comercială vastă, pe teritoriul unui stat socialist cu o industrie puternică.

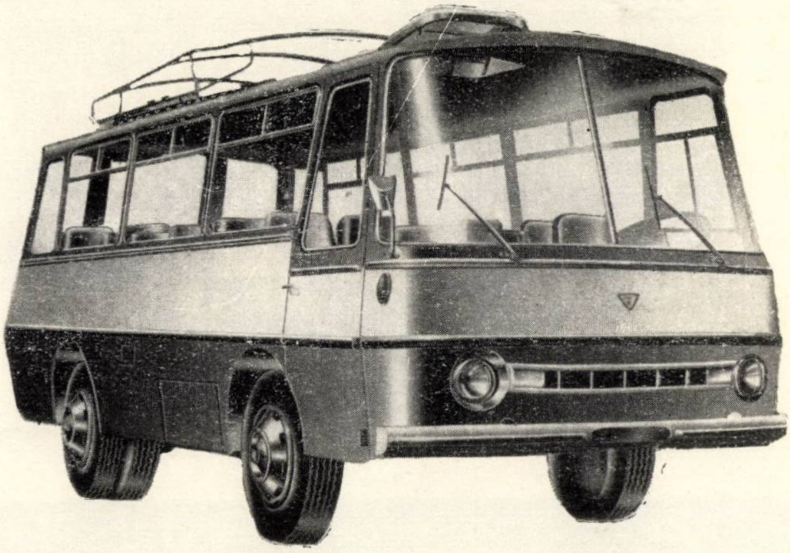
TÎRGUL DE LA LEIPZIG
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ
2 — 11 martie 1969
31 august — 7 septembrie 1969

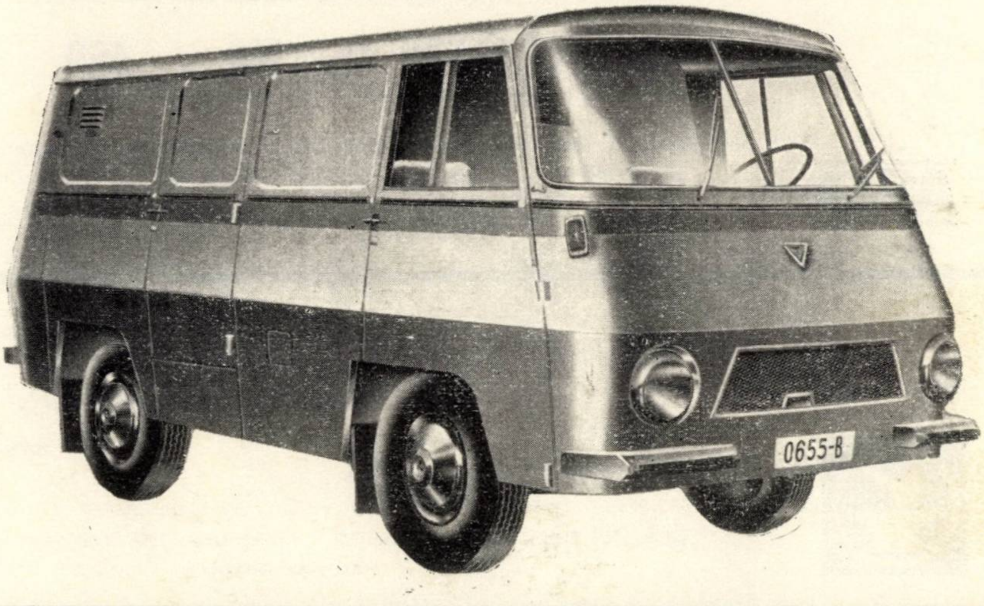
Pentru informaţii privind vizitarea Tîrgului de la Leipzig vă puteţi adresa Agenţiilor judeţene O.N.T.

uzina
autobuzul
bucurești

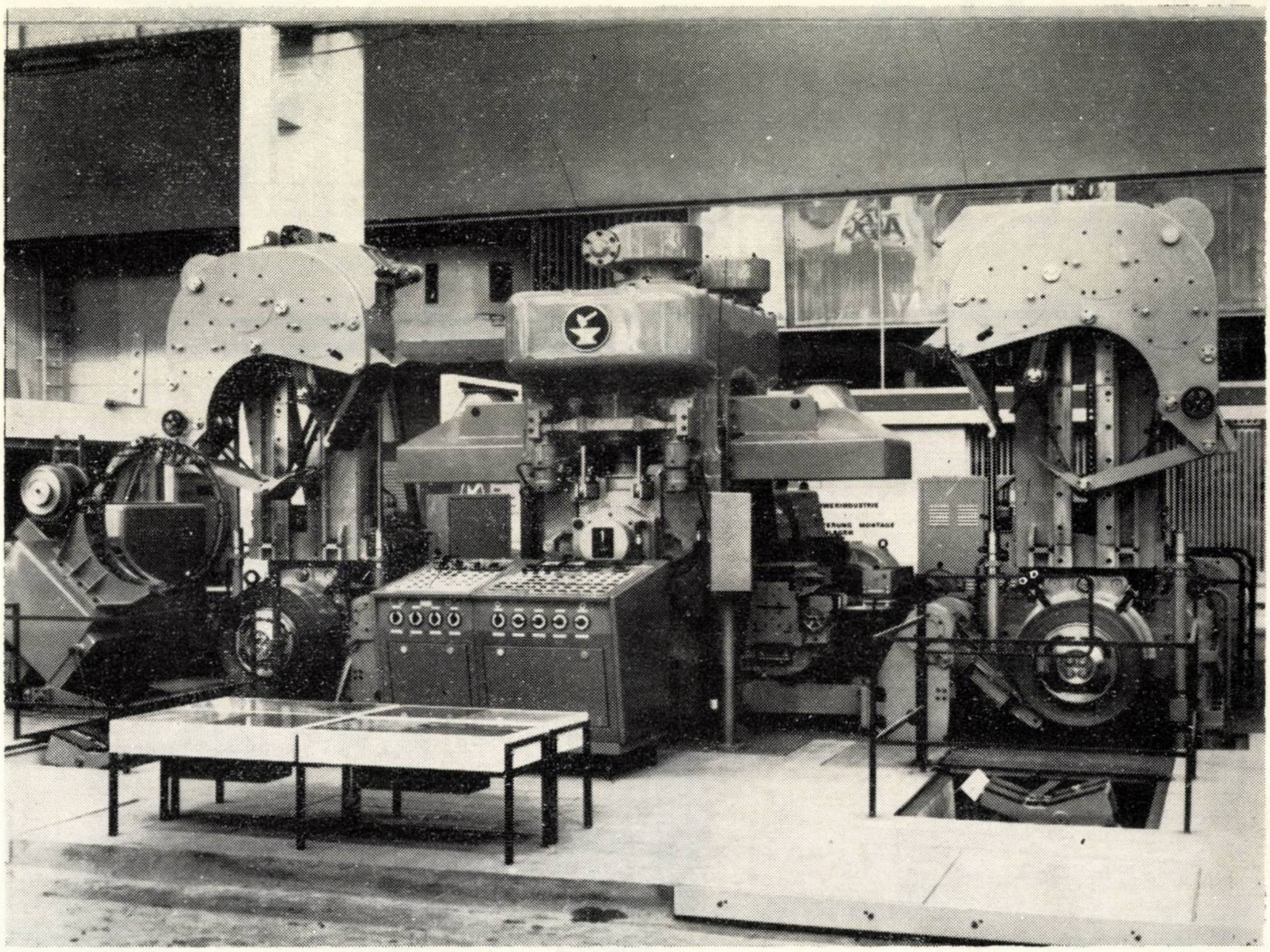
produce:

AUTOBUZE RUTIERE	TV71-R, 140 CP
AUTOBUZE RUTIERE	TV20-R, 140 CP
AUTOBUZE URBANE	TV20-U, 140 CP
TROLEIBUZE	TV20-E, 75 kW
TROLEIBUZE ARTICULATE	TV2-EA, 130 kW
MICROBUZE	TV41-M, 70 CP
AUTOFURGONETE	TV41-F, 70 CP
AUTOSANITARE	TV41-S, 70 CP
AUTOCAMIONETE	TV41-C, 70 CP





UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI
Str. Ostrov nr. 3, Sectorul V • Telefon 23.93.20



INSTALAȚII CUARTO PENTRU LAMINOARE LA RECE

CU INVERSARE 150/150 ⌀ × 450

ASG

pentru metale neferoase cu o viteză de laminare de maximum 600 m/min, proiectată și livrată în U.R.S.S. Se asigură o amortizare optimă a întregului proces de laminare.

Mașina permite cele mai strînse toleranțe prin reglarea automată a grosimii benzii.

Informații se pot obține prin: AMBASADA R.D.G. din Republica Socialistă România, Secția Politico-Comercială TKB INVEST EXPORT, București, Republica Socialistă România, Calea Dorobanți, nr. 14.

Exportator :

INVEST EXPORT

INVEST EXPORT

Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik

DDR, 108 Berlin, Taubenstrasse 7/9 — Telegrame : DIA INVESTA — Telex 011 2695 dial dd

Republica Democrată Germană

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XX, DECEMBRIE, Nr. 12, 1968

CUPRINS

Dumitrescu, A.: **Stabilirea necesarului de piese forjate în perspectivă.** 699 c

Segal, H.: **Vibrația longitudinală a transportoarelor cu bandă în perioada de pornire.** 702

Bobescu, Gh.: **Cercetări privind încălzirea amestecului în conducta de admisiune a motorului SR—211 cu răcire diferențiată.** 710 c

Ferencz, A.: **Din experiența proiectării treptelor de turbine cu abur cu palete relativ scurte.** 715

Velicu, S.: **Contribuții la studiul geometriei constructive și cinematice a șeverelor disc.** 720

Brăgaru, A.: **Unele considerații privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe mașini-unelte.** 728

Pavel, A.: **Contribuții la calculul de rezistență al îmbinărilor prin mandrinare ale schimbătoarelor de căldură.** 732

Sîngeorzan, V.: **Analiza sistemelor de întindere și stabilirea tensiunii inițiale optime la transportoarele cu bandă.** 738

Baraf, L,: **Un oțel feritic anticorosiv cu largi posibilități de utilizare.** 746 c

Babiciu, I. și Moroșan, V.: **Contribuții privind cuplarea și stabilitatea în plan vertical a plugurilor purtate pe tractoarele cu șenile.** 749

Ștefănescu, A., Nadudvary, E. și Borda Monica **Caracterizarea fizică și chimică a aerosolilor rezultați la sudarea electrică manuală, în vederea stabilirii riscurilor profesionale.** 756

DOCUMENTARE 760

RECENZII 768

REVISTA REVISTELOR 768

INDEX ALFABETIC 771

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M, Soare

Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă, prof. ing. I. Grosu, conf. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron. ing. Gh. Vasilescu.

SUMAR

CZ 621.975−2 : 338.062.4

Dumitrescu, A. : **Stabilirea necesarului de piese forjate în perspectivă.**

Se propune o nouă metodă pentru stabilirea necesarului de piese forjate în perspectivă, bazată pe însumarea consumurilor de piese forjate ale diverselor produse şi grupe de produse din ramura construcţii de maşini, stabilite pe baza dinamicii planificate a producţiei.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 699−701

CZ 621.867.2−752

Segal, H. : **Vibrația longitudinală a transportoarelor cu bandă în perioada de pornire.**

Se prezintă o metodică simplificată, bazată pe impedanţa mecanică, pentru determinarea frecvenţei vibraţiei longitudinale a transportoarelor cu bandă.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 702−709

CZ 621.431.73

Bobescu, Gh. : **Cercetări privind încălzirea amestecului în conducta de admisiune a motorului SR-211 cu răcire diferențiată.**

Se evidenţiază rezultatele încercărilor experimentale efectuate pe motorul SR−211 cu răcire diferenţiată, pentru două variante de încălzire a conductei de admisiune, în scopul măririi puterii şi economicităţii motorului.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 710−715

CZ 621.165−253.5.001.13

Ferencz, A. : **Din experiența proiectării treptelor de turbine cu abur cu palete relativ scurte.**

Se analizează pierderile în paletele turbinelor cu abur, indicîndu-se metodele de îmbunătăţire a randamentului, de reducere a lăţimii paletelor şi de etanşare corespunzătoare.

Construcția de Mașini 20 (1968) nr. 12, p. 715−719

CZ 621.911.4.

Velicu, S. : **Contribuții la studiul geometriei constructive și cinematice a șeverelor disc.**

Se realizează un studiu teoretic al şeverului-disc în scopul determinării unei geometrii optime care să asigure prelucrarea cu precizie ridicată a roţilor dinţate.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 720−727

CZ 621.91.001.13

Brăgaru, A. : **Unele considerații privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe mașini-unelte.**

Se consideră problema metodologiei ştiinţifice de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru lucrările pe maşini-unelte, analizîndu-se etapa schemelor de bazare și fixare.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 728−732

CZ. 621.882 : 66.045.1 :.539.4

Pavel, A. : **Contribuții la calculul de rezistență al îmbinărilor prin mandrinare ale schimbătoarelor de căldură.**

Se propune o nouă metodă de calcul de rezistenţă pentru îmbinările prin mandrinare solicitate la întindere sau compresiune în cazul schimbătoarelor de căldură.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 732−738

CZ 621.867.2.001.24

Sîngeorzan, V. : **Analiza sistemelor de întindere şi stabilirea tensiunii inițiale optime la transportoarele cu bandă.**

Se evidenţiază unele relaţii de calcul pentru determinarea tensiunii iniţiale la transportoarele cu bandă în funcţie de particularităţile sistemelor de întindere.

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 738−746

CZ 669.14.018.8

Baraf, L. : **Un oțel feritic anticorosiv cu largi posibilități de utilizare.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 746−748

CZ 629 : 114 2.631.312.4−578−752

Babiciu, I. şi *Moroşan, V.* : **Contribuții privind cuplarea și stabilitatea în plan vertical a plugurilor purtate pe tractoarele cu șenile.**

Construcția de Mașini 20 (1968), nr. 12, p. 749−755

CZ 621.791.7−871 : 541.181.21.3 :.614.8

Ştefănescu, A., *Nadudvary, E.* şi *Borda Monica* : **Caracterizarea fizică și chimică a aerosolilor rezultați la sudarea electrică manuală, în vederea stabilirii riscurilor profesionale.**

Construcția de Mașini 20, (1968), nr. 12, p. 756−760

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon: redactor şef 149027, secretar general de redacţie 139087 Abonamentele. se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi−difuzare. Telefon: 162170/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România − Filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul: Intreprinderea Poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu, nr. 23−25, c. 5939.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/8569/1967.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.975–2 : 338.062.4

Думитреску, А. : **Установление необходимого количества кованных деталей в перспективе.**

Предлагается новый метод установления необходимого количества кованных деталей в перспективе, основанный на суммировании расхода кованных деталей по разным изделиям и группам изделий в области машиностроения, установленный на основании запланированной динамики произвоства.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 699–701

ДК 621.867.2–752

Сегал, Х.: **Продольная вибрация ленточных транспортёров в период пуска.**

Описывается упрощенный метод механического импеданса для определения частоты продольной вибрации у ленточных транспортёров.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 702–709

ДК 621.431.73

Бобеску, Г.: **Исследование нагрева смеси в впускных трубопроводах двигателя СР -211 с дифференцированным охлаждением.**

В статье подчеркиваются результаты опытных испытаний, проведенных на двигателе СР-211 с дифференцированным охлаждением для двух вариантов нагрева впускного трубопровода, в целях повышения мощности и экономичности двигателя.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 710–715

ДК 621.165–253.5.001.13

Ференц, А.: **Из опыта проектирования ступеней паровых турбин с сравнительно короткими лопастями.**

Анализируются потери в лопастях паровых турбин, указывая методы увеличения продуктивности, уменьшения ширины лопастей и соответствующего их уплотнения.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 715–719

ДК 621.911.4

Велику, С.: **Вклад в исследование конструктивной геометрии и кинематики шеверов-дисков.**

Автор приводит теоретическое исследование шевера-диска для определения его оптимальной геометрии, обеспечивающей повышенную точность обработки зубчатых колес.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 720–727

ДК 621.91.001.13.

Брэгару, А.: **Некоторые соображения, касающиеся проектирования рабочих устройств для работы на станках.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 728–732

ДК 621.882 : 66.045.1 : 539.4

Павел, А.: **Соображения относительно расчета сопротивления соединения развальцовкой теплообменников.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 732–738

ДК 621. 867.2.001.24

Сынджеорзан, В.: **Анализ систем натяжения и установления оптимального напряжения у ленточных транспортёров.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 738–746

ДК 669.14.018.8

Бараф, Л.: **Ферритная антикоррозийная сталь с широкими возможностями применения.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) nr. 12, стр. 746–748

ДК 629.114.2 : 631.312.4–578–752

Бабичиу, И. и *Морошан, В.:* **Соображения относительно соединения и устойчивости в вертикальной плоскости плугов на тяге гусеничным трактором.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 749–755

ДК 621.791.7–871 : 541.182.21.3 :614.8

Штефэнеску, А., Надудвари, Е. и *Бордя Моника:* **Физическая и химическая характеристики аэрозолей, полученных при электросварке вручную, в целях установления профессиональных рисков.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, стр. 756–760

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.975–2 : 338.062.4

Dumitrescu, A. : **Festlegung des Bedarfs an Schmiedeteilen in der Perspektivplannung.**

Es wird ein neues Verfahren zur Bestimmung des Bedarfs an Schmiedeteilen in der Perspektivplannung dargelegt, das auf einer Erfassung der Verbraucher von Schmiedeteilen, verschiedene Ergebnisse und Erzeugnisgruppen aus dem Maschinenbau beruht, die auf der angeplannten Dynamik der Produktion ermittelt wurde.

Construcţia de Maşini, 20 (1968), nr. 12, S. 699–701

DK 621.867.2–752

Segal, H. : **Längsschwingung der Bandförderer während des Anlaufens.**

Es wird ein vereinfachtes, auf der mechanischen Impedanz beruhendes Verfahren zur Bestimmung der Frequenz der in Längstrichtung verlaufenden Schwingungen der Bandförderer dargelegt.

Construcţia de Maşini 20 (1968) H. 12, S. 702–709

DK 621.431.73

Bobescu, Gh. : **Untersuchungen in bezug auf die Erwärmung des Gemisches in der Ansaugeleitung des SR–211–Motors mit differenzierter Kühlung.**

Es werden die Ergebnisse der Versuchsforschungen dargelegt, die am SR–211–Motor für zwei Arten der Erwärmung der Ansaugeleitung im Hinblick auf die Steigerung der Leistung und Wirtschaftlichkeit vorgenommen wurden.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 12, S. 710–715

DK 621.165–253.5.001.13

Ferencz, A. : **Aus der Projektierungserfahrung von Dampfturbinenstufen mit verhältnismässig kurzen Schaufeln.**

Es werden die an den Schaufeln der Dampfturbinen auftretenden Verluste analysiert und Verfahren zur Verbesserung des Leistungsfaktors, der Verkleinerung der Schaufelbreite und der entsprechenden Abdichtungen beschrieben.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 12. S. 715–719

DK 621.911.4

Velicu, S. : **Beiträge zum Studium der konstruktiven und kinematischen Geometrie der Scheibenschaber.**

Der Verfasser analysiert den Scheibenschaber vom theoretischen Standpunkt, zwecks Bestimmung der Optimalgeometrie, durch die eine erhöhte Präzision bei der Bearbeitung der Zahnräder gewährleistet werden soll.

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 12, S. 720–727

DK 621.91.001.13

Brăgaru, A. : **Einige Betrachtungen über die Entwurfsmethodologie der Arbeitsvorrichtungen für Bearbeitungen an Werkzeugmaschinen.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) H. 12, S. 728–732

DK 621.882 : 66.045.1 : 539.4

Pavel, A. : **Beiträge zur Berechnung der Festigkeit der Einwalzverbindungen bei Wärmeaustauschern.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 12, S. 732–738

DK 621.867.2.001.24

Singeorzan, V.: **Analyse der Streckvorrichtungen und Bestimmung der optimalen ursprünglichen Spannung bei Bandförderern.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 12, S. 738–746

DK 669.14.018.8

Baraf, L. : **Ein rostfreier Ferritstahl mit breitem Anwendungsbereich.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) H. 12, S. 746–748

DK 629.114.2 : 631.312.4–578–752

Babiciu, I. und *Moroşan, V.* : **Beiträge in bezug auf die Kupplung und Stabilität in senkrechter Ebene der Tragpflüge auf Raupenschleppern**

Construcţia de Maşini 20 (1968), H. 12, S. 749–755

DK 621.791.7–871 : 541.182.21.3 : 614.8

Ştefănescu, A., Nadudvary, E. und *Borda Monica* : **Physikalische und chemische Kennzeichnung der Aerosole beim Elektroschweissen von Hand, im Hinblick auf die Festlegung der Berufsgefahren.**

Construcţia de Maşini 20 (1958), H. 12, S. 756–760

SOMMAIRE

CD.621.975 – 2 : 338.062.4

Dumitrescu, A. : **L'établissement, en perspective, du nécessaire en pièces forgées.**

L'auteur propose une méthode pour établir le nécessaire en pièces forgées, basée sur l'addition de toutes les consommations de pièces forgées pour les différents produits et groupes de produits utilisés dans la construction mécanique, en tenant compte de la dynamique planifiée de la production.

Construcţia de Maşini 20 (1968) no. 12, p. 699 – 701

CD 621.867.2 – 752

Segal, H. : **La vibration longitudinale des transporteurs à bande pendant la période de démarrage.**

On présente une méthodique simplifiée, basée sur l'impédance mécanique, pour la détermination de la fréquence de la vibration longitudinale des transporteurs à bande.

Construcţia de Maşini 20 (1968) no. 12, p. 702 – 709

CD 621.431.73

Bobescu, Gh. : **Recherches concernant le chauffage du mélange dans la conduite d'admission du moteur SR – 211, à refroidissement différencié.**

On met en évidence les résultats des recherches expérimentales effectuées avec le moteur SR-211 à refroidissement différencié, pour deux variantes de chauffage de la conduite d'admission, dans le but d'accroître la puissance et l'économicité du moteur.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 710 – 715

CD 621.165 – 253.5.001.13

Ferencz, A. : **De l'expérience dans l'élaboration des projets des étages des turbines à vapeur à palettes relativement courtes.**

On analyse les pertes dans les palettes des turbines à vapeur, en indiquant les méthodes destinées à améliorer le rendement, à réduire la largeur des palettes et à obtenir l'étanchéité requise.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 715 – 719

CD 621.911.4

Velicu, S. : **Contributions à l'étude de la géométrie constructive et cinématique des disques à raboter (outils à shaving).**

On réalise une étude théorique du disque raboteur, dans le but de déterminer une géométrie optima qui puisse assurer l'usinage avec une précision élevée des roues dentées.

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 720 – 727

CZ 621.91.001.13

Brăgaru, A. : **Certaines considérations concernant la méthodologie d'élaboration des projets pour les dispositifs de travail destinés à l'usinage sur les machines-outils.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 728 – 732

CD 621.882 : 66.045.1 :.539.4

Pavel, A. : **Contributions au calcul de la résistance des joints exécutés par mandrinage et solicités à l'extension ou à la compression, dans le cas des échangeurs de chaleur.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 732 – 738

CD 621.867.2.001.24

Sîngeorzan, V. : **L'analyse des systèmes d'extension et l'établissement de la tension initiale optima pour les transporteurs à bande.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 738 – 746

CD 669.14.018.8

Baraf, L. : **Un acier ferrique anticorrosif à larges possibilités d'utilisation.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 746 – 748

CD 629.114. 2 :.631.312.4 – 578 – 752

Babiciu, I. et *Moroşan, V.* : **Contributions concernant le couplage et la stabilité dans le plan vertical des charrues portées par des tracteurs à chenilles.**

Construcţia de Maşini 20 (1968) no. 12, p. 749 – 755

CD 621.791.7 – 871 : 541.182.21.3 : 614.8

Ştefănescu, A., Nadudvary, E. et *Borda Monica* : **La caractérisation physique et chimique des aérosols résultés lors du soudage électrique manuel, en vue d'établir les risques professionnels.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), no. 12, p. 756 – 760

CONTENTS

DC 621.975. – 2 : 338.062.4

Dumitrescu, A. : **Establishing the prospective forgings requirements.**

A new method is suggested for establishing the prospective forgings requirements. The method is based on the summing up of forgings consumption for the different products and groups of products of the machine-building branch, established on the basis of the planned dynamics of production.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 669 – 701

DC 621.867.2 – 752

Segal, H.: **The longitudinal vibration of ribbon conveyors during the starting period.**

A simplified method, based on the mechanical impedance has been worked out for determining the longitudinal vibration of ribbon conveyors.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 702 – 709

DC 621.431.73

Bobescu, Gh. : **Researches concerning the heating of the mixture in the admission pipe of SR – 211 engines with differentiated cooling.**

The results are given of experimental tests carried out with SR – 211 engines with differentiated cooling, for two heating variants of the admission pipe, in order to increase the power and economic efficiency of engines.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 710 – 715

DC 621.165 – 253.5.001.13

Ferencz, A. : **From the experience of the designing of steam turbines stages with relatively short blades.**

The losses in steam turbine blades are analysed and the ways of improving the efficiency, reducing the blade length and achieving adequate tightenings are pointed out.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 715 – 719

DC 621.911.4

Velicu, S. : **Contribution to the study of the constructive and kinematic geometry of disk shavers.**

A theoretical study of disk shavers have been conducted in order to find out the optimum geometry ensuring a highly precise working of gear wheels.

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 720 – 727

DC 621.91.001.13

Brăgaru, A. : **Some considerations concerning the designing methodology of working devices for processings on machine-tools.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 728 – 732

DC 621.882 : 66.045.1 : 539.4

Pavel, A. : **Contributions to the resistance calculus of the chucking joints of heat exchangers.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 732 – 738

DC 621.867.2.001.24

Sîngeorzan, V. : **The analyse of the tightening systems and the establishment of the optimum initial tension in ribbon conveyors.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 738 – 746

DC 669.14.018.8

Baraf, L. : **An anticorrosive ferritic steel with wide utilization possibilities.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 746 – 748

DC 629.114.2 : 631.312.4 – 578 – 752

Babiciu, I. and *Moroşan, V.* : **Contributions to the coupling and vertical stability of ploughs carried by caterpillar tractors.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 749 – 755

DC 621.791.7 – 871 :541.182.21.3 : 614.8

Ştefănescu, A., Nadudvary, B. and *Borda Monica*: **The physical and chemical characterization of the aerosols resulting from the manual electric welding in order to establish the professional risks.**

Construcţia de Maşini 20 (1968), nr. 12, p. 756 – 760

CŽ 621-975-2: 338.062,4

Stabilirea necesarului de piese forjate în perspectivă*

Adrian DUMITRESCU

Dezvoltarea importantă a industriei construcțiilor de mașini și ponderea mereu crescîndă a acesteia în valoarea totală a producției industriale pune pe primul plan cunoașterea necesarului de piese forjate în perspectivă, spre a se putea lua măsurile necesare în vederea asigurării potențialului industrial necesar al forjelor.

Pînă în prezent, necesarul în perspectivă de piese forjate a fost stabilit în mod global, pe genuri de piese forjate, prin corelarea consumului cunoscut dintr-un an de bază, cu indicatorul planificat de creștere a producției globale a industriei construcției de mașini :

$$C_t = C_0 k, \tag{1}$$

în care :

C_t reprezintă necesarul de piese forjate în anul t;

C_0 — consumul de piese forjate cunoscut în anul de bază t_0;

k — indicatorul planificat de creștere al producției globale a industriei construcției de mașini.

Această metodă poate da o orientare în evoluția necesarului de piese forjate pentru perioade de timp scurte; poate conduce însă la rezultate necorespunzătoare atunci cînd determinarea necesarului se extinde pe perioade de timp mai lungi, cînd — datorită diversificării — intervin schimbări în structura producției, după cum datorită procesului natural al îmbunătățirii construcției produselor, respectiv al fabricației pieselor forjate ale acestora, prin introducerea proceselor moderne de forjare rezultă consumuri specifice de piese forjate mai reduse.

Pentru eliminarea în cea mai mare parte a factorului aleator al metodei arătate, stabilirea necesarului de piese forjate în perspectivă se propune a se face prin însumarea consumurilor de piese forjate ale diverselor produse și grupe de produse din ramura construcției de mașini. acestea la rîndul lor fiind stabilite pe baza dinamicii producției :

$$Q = f_1\,(t) \tag{2}$$

și a dinamicii consumurilor specifice de piese forjate :

$$c = f_2(t,\ x,\ x'\ldots.) \tag{3}$$

unde :

t reprezintă timpul,

x, x'... — alți parametri care influențează direct evoluția consumurilor specifice.

Metoda se bazează deci pe dinamica planificată a producției produselor sau grupelor de produse și legat de aceasta, măsurile preconizate pentru realizarea producțiilor planificate, respectiv procesele și agregatele tehnologice ce vor interveni la acoperirea necesarului de piese forjate.

Fie grupa de produse S, care este echivalată prin m produse caracteristice $P_1 \ldots P_j \ldots P_m$. Se consideră producția Q_j corespunzătoare produsului P_j pentru care piesele forjate se realizează prin n procese tehnologice fiecare fiind caracterizat prin producția Q_{jl} și consumul specific de piese forjate c_{jl}.

Consumul total de piese forjate pentru grupa de produse S considerată va fi exprimat printr-o relație de forma :

$$C_S = \sum_{j=1}^{m} \sum_{l=1}^{n} Q_{jl}\, c_{jl}. \tag{4}$$

Pentru stabilirea dinamicii producției se iau în considerare ca punct de plecare volumul și structura producției realizate în anul de bază (de exemplu ultimul an al cincinalului expirat), iar pentru perioada de perspectivă se iau în considerare cifrele de producție prevăzute în planul de dezvoltare al grupei de produse, respectiv al produselor. Analizîndu-se creșterea producției, trebuie să se stabilească condițiile materiale care asigură îndeplinirea cifrelor de plan, în sensul precizării posibilităților de realizare a sporului de producție cu ajutorul mijloacelor existente, prin îmbunătățirea indicatorilor tehnico-economici de exploatare a acestora sau în măsura necesităților, prin punerea în funcțiune a unor noi mijloace, pentru ambele situații fiind necesară precizarea indicatorilor tehnico-economici și a ponderii cu care diferitele mijloace vor interveni pentru realizarea producției planificate.

Trebuie deci să se precizeze cele n procese tehnologice ce se vor folosi pentru realizarea pieselor forjate pentru produsul P_j precum și ponderea cu care ele vor interveni în producția Q_j a produsului considerat, adică se vor preciza producțiile parțiale Q_{jl} corespunzătoare proceselor tehnologice folosite.

Stabilirea dinamicii consumurilor specifice de piese forjate se face pornind de la date primare similare celor menționate la dinamica producției produselor, adică de la datele statistice privind nivelul consumurilor specifice de piese forjate în anul de bază și datele rezultate din analiza, pe bază de criterii obiective, a nivelurilor acestor consumuri specifice la sfîrșitul perioadei pentru care se prestabilește necesarul de piese forjate. Pentru efectuarea acestei analize este necesar să se ia în considerație factorii principali, în special progresul tehnic, care influențează consumurile specifice de piese forjate, dintre care, în principal se menționează :

---

* Comunicare prezentată la al III-lea Colocviu de teoria probabilităților — Brașov, 2—7 septembrie 1968.

— natura proceselor tehnologice a căror folosire este prevăzută în perioada de perspectivă ;

— proiectarea produselor ;

— gradul de mecanizare și automatizare în forje ;

— introducerea maselor plastice ;

— tendințe, respectiv posibilitatea introducerii tehnicii noi ;

— îmbunătățirea normelor și standardelor.

Presupunînd în cazul grupei de produse S considerate că pentru realizarea pieselor forjate pentru produsul P_j, la sfîrșitul perioadei ($T = T_f$), în care $T_f = t_f - t_0$, se folosesc n procese tehnologice, caracterizate fiecare prin consumul specific de piese forjate $(c_{jl})_f$, la care corespunde o anumită mărime a producției $(Q_{jl})_f$, consumurile specifice medii de piese forjate pentru produsul caracteristic P_j vor fi :

$$(c_j)_f = \frac{\sum\limits_{l=1}^{n} (c_{jl})_f \, (Q_{jl})_f}{(Q_j)_f}, \tag{5}$$

în care :

$$(Q_j)_f = \sum_{l=1}^{n} (Q_{jl})_f. \tag{6}$$

Pentru un anumit produs și proces tehnologic, consumul specific de piese forjate are o tendință de scădere, datorită îmbunătățirii continue a tehnologiei și construcției produsului. Pornindu-se de la o anumită situație inițială a unui produs (corespunzînd o anumită construcție a produsului) va fi necesară în viitor o cantitate specifică minimă de piese forjate e, care este de fapt cantitatea de piese forjate, sub forma pieselor forjate gata prelucrate ce intră în construcția produsului respectiv.

Acesta este cazul ideal, cînd piesele forjate s-ar fabrica în așa fel încît să fie folosite direct în construcția produsului respectiv, fără alte prelucrări. În realitate, pentru obținerea produsului considerat se consumă o cantitate de piese forjate c mai mare decît e, rezultînd un raport subunitar η al consumului specific, între mărimile e, c și η existînd o relație de forma :

$$c = \frac{e}{\eta}. \tag{7}$$

Avînd în vedere că pentru realizarea unui anumit produs, e are o valoare constantă (într-un anumit stadiu al evoluției lui constructive), rezultă că variația consumului specific c de piese forjate se face după o hiperbolă echilateră în funcție de raportul η. Cum consumul de piese forjate c—pentru același produs — are o tendință de scădere în timp, rezultă că raportul η variază în timp [$\eta = \varphi(t)$], el avînd o tendință de creștere către valoarea maximă ideală ($\eta = 1$), valorile caracteristice unui moment dat fiind determinate de factori de ordin tehnicoeconomic.

Față de acestea, legea de variație a raportului η se poate exprima printr-o relație de forma :

$$\eta = \frac{1}{pr^T + s} \quad r < 1, \tag{8}$$

unde p, t, s sînt constante ce se determină prin condițiile de limită și anume :

$$\left.\begin{array}{ll} \text{la : } T=\infty,\ \eta=\eta_\infty=1; & \text{rezultă } s=1; \\ \text{la : } T=0,\ \eta=\eta_0; & \text{rezultă } p=\dfrac{1-\eta_0}{\eta_0}; \\ \text{la : } T=T_f,\ \eta=\eta_f; & \text{rezultă } r=\sqrt[T_f]{\dfrac{\eta_0(1-\eta_f)}{\eta_f(1-\eta_0)}}; \end{array}\right\} \tag{9}$$

deci :

$$\eta = \frac{1}{\dfrac{1-\eta_0}{\eta_0}\left[\dfrac{\eta_0}{\eta_f}\cdot\dfrac{1-\eta_f}{1-\eta_0}\right]^{\frac{T}{T_f}} + 1}, \tag{10}$$

sau, exprimînd raportul η în funcție de consumurile specifice de piese forjate la momentul $T = 0$ și $T = T_f$, respectiv c_0 și c_f și, de asemenea, în funcție de consumul specific ideal e de piese forjate, se deduce :

$$\eta = \frac{e}{(c_0 - e)\left[\dfrac{c_f - e}{c_0 - e}\right]^{\frac{T}{T_f}} + e}. \tag{11}$$

Avînd în vedere expresia (7), rezultă :

$$c = (c_0 - e)\left[\frac{c_f - e}{c_0 - e}\right]^{\frac{T}{T_f}} + e. \tag{12}$$

Notînd :

$$\left.\begin{array}{l} c_0 - e = c_0^* \\ c_f - e = c_f^* \end{array}\right\} \text{(deșeurile de prelucrare),}$$

se obține :

$$c = c_0^* \left]\frac{c_f^*}{c_0^*}\right]^{\frac{T}{T_f}} + e, \tag{13}$$

din care se constată că, în timp și pentru un anumit produs, consumul specific de piese forjate are o variație cu caracter exponențial tinzînd către valoarea limită e a pieselor forjate sub forma gata prelucrate.

În cele expuse, pentru un anumit produs s-a considerat că se menține pentru întreaga perioadă aceeași soluție constructivă (adică nu a intervenit o reproiectare a produsului) caracterizată prin consumul specific ideal de piese forjate e; dacă în perioada respectivă intervin alte soluţii constructive caracterizate prin consumurile specifice $e_1 \dots e_n$ $(e > e_1 > \dots e_n)$, atunci trecerea de la o construcţie la altă construcţie a produsului se reflectă în variaţia consumului specific de piese forjate c, prin aceea că se face trecerea de la o exponenţială la alta.

Pe această bază, necesarul total de piese forjate C_{jt} pentru realizarea producţiei Q_{jt} din produsul P_j în anul t va fi dat de o relaţie de forma :

$$C_{jt} = c_{jt}\, Q_{jt}. \tag{14}$$

Necesarul total de piese forjate pentru întreaga ramură a construcţiei de maşini, respectiv pentru cele m produse reprezentative, este :

$$C_t = \sum_{j=1}^{m} C_{jt}. \tag{15}$$

Relaţiile menţionate se pot folosi pentru stabilirea necesarului de piese forjate separat, pe genuri (forjate liber, matriţate, ambutisate etc.).

Întrucît de obicei, interesează valorile consumurilor specifice şi necesarul total de piese forjate numai pentru anumiţi ani caracteristici din perioada de perspectivă (sfîrşit de cincinal), nu este necesar să se stabilească totdeauna şi legea de variaţie în timp a acestor consumuri, fiind suficient să se determine valorile consumurilor de piese forjate numai pentru anii consideraţi.

Modelul matematic. Modelul matematic permite atît evidenţierea separată a necesarului de piese forjate pe genuri (forjate liber, matriţate, ambutisate etc.), cît şi însumarea acestora pentru stabilirea necesarului global de piese forjate în perspectivă.

În general, pentru realizarea unui produs P_j se consumă mai multe genuri de piese forjate $c_{1j}, c_{2j} \dots c_{(v-1)j}, c_{vj}$ unde indicii $1, 2 \dots v$ se referă la genul pieselor forjate. Consumurile specifice c de piese forjate se exprimă în kg pe unitatea de producţie a grupei de produse, respectiv produsului (de obicei în kgf/milioane lei producţie globală).

Consumurile specifice pe genuri de piese forjate pentru cele m produse reprezentative ale ramurii de construcţii de maşini se pot înregistra într-o matrice cu v linii şi m coloane de forma :

$$\begin{array}{l} \| c_{ij} \|_{v,m} = \\ \\ i=1 \dots v \\ j=1 \dots m \end{array} \left\| \begin{array}{lllll} c_{11} & c_{12} \cdots & c_{1j} \cdots & \cdots & c_{1m} \\ c_{21} & c_{22} \cdots & c_{2j} \cdots & \cdots & c_{2m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ c_{(v-2)1} & c_{(v-2)2} \cdots & c_{(v-2)j} \cdots & & c_{(v-2)m} \\ c_{(v-1)1} & c_{(v-1)2} \cdots & c_{(v-1)j} \cdots & & c_{(v-1)m} \\ c_{v1} & c_{v2} \cdots & c_{vj} \cdots & \cdots & c_{vm} \end{array} \right\|, \tag{16}$$

în care indicii m se referă la sortimentul produsului, iar indicii v, la genul pieselor forjate.

Pentru evidenţierea separată a necesarului de piese forjate pe genuri exprimate în kgf pentru întreaga ramură, matricea $\|c_{ij}\|_{v,1}$ se înmulţeşte cu vectorul coloană Q_j avînd m linii, obţinîndu-se vectorul coloană $\|C_i\|_{v,1}$:

$$\| C_i \|_{v,1} =$$

$$= \left\| \begin{array}{lllll} c_{11} & c_{12} \cdots & c_{1j} \cdots & \cdots & c_{1m} \\ c_{21} & c_{22} \cdots & c_{2j} \cdots & \cdots & c_{2m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ c_{(v-2)1} & c_{(v-2)2} \cdots & c_{(v-2)j} \cdots & & c_{(-2)m} \\ c_{(v-1)1} & c_{(v-1)2} \cdots & c_{(v-1)j} \cdots & & c_{(v-1)m} \\ c_{v1} & c_{v2} \cdots & c_{vj} \cdots & \cdots & c_{vm} \end{array} \right\| \cdot \left\| \begin{array}{c} Q_1 \\ Q_2 \\ \vdots \\ Q_j \\ \vdots \\ Q_m \end{array} \right\| = \left\| \begin{array}{c} C_1 \\ C_2 \\ \vdots \\ C_{(v-2)} \\ \vdots \\ C_v \end{array} \right\|. \tag{17}$$

Fiecare element al vectorului coloană $\|C_i\|_{v,1}$ reprezintă necesarul total pe ramură dintr-un anumit gen de piese forjate, exprimat în kgf.

În cazul în care se urmăreşte evidenţierea consumului de piese forjate pe cele v genuri, se foloseşte submatricele de forma :

$$\|u_{ij}\|_{1,m} = \| c_{(v-2)1}\, c_{(v-2)2} \cdots c_{(v-2)j} \cdots c_{(v-2)m} \|, \tag{18}$$

rezultate din matricea $\|c_{ij}\|_{v,m}$.

În acest caz necesarul de piese forjate pe genuri va rezulta din produsul :

$$\|U_i\|_{1.1} = \|u_{ij}\|_{1,m} \cdot \|Q_j\|_{m,1} = C_{(v-2)}.$$

Modelul matematic sub forma prezentată permite folosirea maşinilor electronice de calcul pentru stabilirea în perspectivă a necesarului global de piese forjate sau separat, pe genuri de piese forjate.

Matricele referitoare la structura producţiei şi cele referitoare la consumurile specifice de piese forjate se pot introduce în calculatoarele electronice în diferitele variante, permiţînd astfel analizarea diferitelor soluţii care ar fi luate în considerare pentru dezvoltarea în perspectivă a forjelor ramurii construcţiilor de maşini.

În felul acesta, deşi se apelează la un volum mare de date, cu ajutorul modelului matematic folosind maşinile electronice de calcul, se elimină calcule laborioase, asigurîndu-se astfel premisele aplicării metodei analitice care conduce la stabilirea în perspectivă a necesarului de piese forjate cu eliminarea elementului aleator al metodelor folosite pînă în prezent.

BIBLIOGRAFIE

A. Dumitrescu, M. Elefterescu, St. Kovacs — Metodă pentru preevaluarea necesarului de energie în industrie prin utilizarea calculului matriceal — Studii şi Cercetări de Energetică şi Electrotehnică, tom. 17 nr. 2, 1967 (Editura Academiei R.S.R.).

CZ 621.867.2 – 752

Vibraţia longitudinală a transportoarelor cu bandă în perioada de pornire

Hugo SEGAL

Fenomenele dinamice care intervin la pornirea unui transportor cu bandă, pînă ce acesta intră în regimul de mişcare stabilizată, influenţează buna funcţionare a sistemului de acţionare şi de întindere a benzii, în special cînd este vorba de o bandă de lungime mai mare. Forţele dinamice din perioada de pornire se suprapun peste forţele permanente datorite diferitelor rezistenţe de înaintare şi micşorează sensibil coeficientul de siguranţă al benzii. Uneori se produce alunecarea benzii pe toba de acţionare.

La pornire, cînd toba de acţionare se pune în mişcare, porţiunea benzii care se înfăşoară pe tobă suferă o alungire. Această alungire se propagă în forma unei unde de-a lungul benzii, cu viteza de propagare caracteristică materialului din care sînt confecţionate inserţiile benzii (carcasa de rezistenţă). Cînd unda întîlneşte un punct în care se schimbă condiţiile de propagare (de exemplu la trecerea din partea încărcată cu material la cea neîncărcată sau la trecerea peste o tobă de întindere cu contragreutate), unda se modifică. La toba de acţionare se constată o serie de creşteri şi descreşteri ale forţei din bandă, adică un fenomen vibrator, care în general se amortizează după 3–4 cicluri, după care mişcarea continuă uniform. Pentru ca amplitudinea acestor vibraţii longitudinale să nu fie excesivă — în special la benzile de mare lungime — trebuie să fie luate anumite măsuri privind acţionarea, măsuri pentru care este de primă importanţă cunoaşterea frecvenţei vibraţiilor.

În cadrul prezentei lucrări se vor trata modalităţile de determinare a frecvenţei respectiv perioadei de vibraţie.

În calculele referitoare la fenomenele dinamice ale benzilor transportoare intră, ca mărimi carcteristice ale materialului, modulul de elasticitate, amortizarea materialului şi viteza de propagare a undelor de deformare. Asupra valorii acestor mărimi există în momentul de faţă un număr foarte mare de studii teoretice şi experimentale [2], [6]. Se va menţiona numai faptul că în calculele de vibraţii se consideră aşa-numitul „modul de elasticitate dinamic'' (valabil la deformaţii rapide), a cărui valoare este mai mare decît aceea a modulului de elasticitate determinat la viteze mici de deformare. Valoarea modulului de elasticitate, ca şi a celorlalte mărimi caracteristice ale materialului, este determinată în primul rînd de natura inserţiilor benzii care formează scheletul ei de rezistenţă. De aceea mulţi autori au şi început să exprime modulul de elasticitate în kgf/cm lăţime de inserţie, în loc de kgf/cm^2 secţiune a benzii. În lucrarea de faţă se va menţine exprimarea modulului de elasticitate în kgf/cm^2, dar ca secţiune a benzii se va considera numai ansamblul straturilor cu inserţii, deci excluzînd straturile exterioare de cauciuc [2], [6].

În lucrările publicate pînă în prezent şi în care se face deducerea teoretică a forţelor dinamice şi a frecvenţelor de vibraţie a benzilor transportoare (de exemplu lucrările [3], [4], [7]) problema este rezolvată numai pentru anumite cazuri simple, de exemplu pornirea benzii în stare neîncărcată, cu poziţie fixă a tobei de întindere (situată la capătul benzii) şi cu cuplare directă (nu hidraulică) a motorului de acţionare. Considerarea unui dispozitiv de întindere situat în altă parte, sau acţionat prin contragreutate sau arc, precum şi prezenţa unui cuplaj hidraulic în sistemul de acţionare, introduce dificultăţi foarte mari la rezolvarea sistemului de ecuaţii. Tot astfel şi în cazul cînd banda porneşte cu ramura superioară încărcată total sau pe o parte a lungimii ei.

Dacă se consideră, de exemplu, banda din figura 1, *a*, pornind în stare complet încărcată, viteza de propagare a undelor va fi :

$$a_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho_1}}$$

în porţiunile L_1 şi L_2 ale ramurii inferioare neîncărcate şi :

$$a_2 = \sqrt{\frac{E}{\rho_2}}$$

în ramura superioară încărcată. S-a notat cu :

E — modulul de elasticitate dinamic ;

$\rho_1, \rho_2 \ldots$etc. — densităţile porţiunilor de bandă respective, incluzînd masa încărcăturii şi cota aferentă din masa rolelor de sprijin.

Dacă motorul de acţionare este cuplat direct (nu prin cuplaj hidraulic), masa rotorului său, redusă în punctele 1 şi 4 ale tobei de acţionare, va fi foarte mare din cauza raportului de transmisie al reductorului care intră la pătrat.

Se pot atunci considera punctele *1* şi *4* ca nişte puncte de încastrare, între care se produce vibraţia longitudinală a benzii, rezultînd modelul mecanic reprezentat în figura 1, *b*.

Dacă există un cuplaj hidraulic între reductor şi motor, rotorul motorului este separat de sistemul vibrator al benzii, iar în punctele *1* şi *4* nu vor mai fi încastrări, ci nişte mase de valoare mai mică egale cu masele, reduse în punctele

1 și *4*, ale tobei și ale elementelor rotative ale reductorului.

Pentru acest caz modelul mecanic este reprezentat în figura 1, *c*.

Bineînțeles că în acest caz vibrația va fi diferită de cea din cazul precedent.

În calculele de vibrație, mișcarea benzii poate fi neglijată, dat fiind că viteza de înaintare este de ordinul a cîțiva metri pe secundă, pe cînd viteza de propagare a undelor este de ordinul sutelor de metri pe secundă.

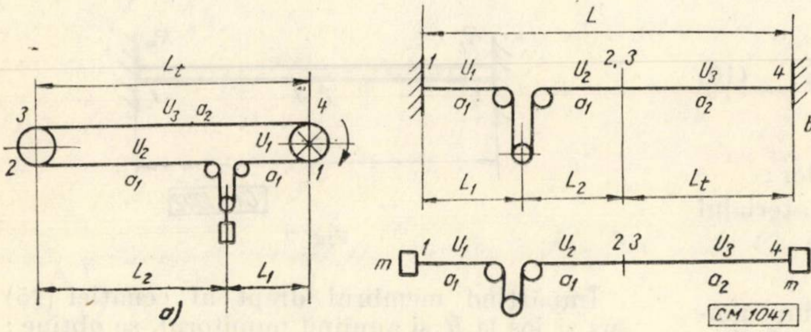


Fig. 1

Toba de întoarcere din figura 1 (punctele *2* și *3*) fiind cu axul fix și cu masa mică, permite trecerea nestingherită mai departe a vibrațiilor. Dacă transportorul este în stare neîncărcată, se poate deci face cu totul abstracție de această tobă, existînd una și aceeași vibrație în porțiunile L_2 și L_t.

Dacă însă ramura superioară este încărcată, toba de întoarcere va delimita două cîmpuri cu vibrații diferite (cu deplasările U_2 și U_3).

Dispozitivul de întindere cu contragreutate, unde intervine masa acestei contragreutăți delimitează de asemenea două cîmpuri cu vibrații diferite U_1 și U_2 (fig. 1, *b* și 1, *c*). Pentru calculul analitic al vibrației din porțiunile L_1 L_2, L_t în lucrarea [2] se scrie sistemul de trei ecuații diferențiale :

$$a_i^2 \frac{\partial^2 U_i}{\partial x^2} + \eta_i \frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(\frac{\partial U_i}{\partial t}\right) - \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} = j + g \cdot w, \quad (1)$$

în care :

η_i este coeficientul de disipare ;
j — accelerația de pornire a benzii ;
g — accelerația pămîntească ;
w — rezistența specifică de înaintare.

Se adaugă condițiile inițiale, și anume pentru $t = 0$:

$$U_1 = U_2 = U_3 = 0 \text{ și } \frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{\partial U_2}{\partial t} = \frac{\partial U_3}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

precum și condițiile de limită, și anume : în cazul figurii 1, *b* :

pentru $x = 0$; $U_1 = 0$; pentru $x = L$; $U_3 = 0$;
pentru $x = \frac{L}{2}$; $U_2 = U_3$ și :

$$EF\left(1 + \eta_1 \frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial U_2}{\partial x} = EF\left(1 + \eta_1 \frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial U_3}{\partial x}; \quad (3-5)$$

pentru $x = L_1$: $$EF\left(1 + \eta_1 \frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial U_1}{\partial x} - EF\left(1 + \eta_1 \frac{\partial}{\partial_t}\right)\frac{\partial U_2}{\partial x} = - \frac{Q'}{g}\left(\frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2}\right) \quad (6)$$

— în cazul figurii 1, *c* :

rămîn valabile condițiile (2), (4), (5) și (6), iar în locul condițiilor (3) se pun condițiile :

pentru $x = 0$:

$$EF\left(1 + \eta_1 \frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial U_1}{\partial x} = - m \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} \quad (7)$$

pentru $x = L$:

$$EF\left(1 + \eta_1 \frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial U_3}{\partial x} = - m \frac{\partial^2 U_3}{\partial t^2}. \quad (8)$$

Rezolvarea exactă a sistemelor de ecuații (1) în condițiile (2)—(8) prezintă mari dificultăți. Pînă în prezent au fost date, de fapt, soluții exacte numai în cazurile cele mai simple, adică pentru pornirea neîncărcată ($a_1 = a_2$) și fără contragreutate de întindere [3] (fig. 1, *b* [2]).

Se propune de aceea aplicarea unei metode simplificate de rezolvare, care să permită abordarea problemei în toate condițiile constructive și funcționale ce pot apare în practică. Spre a se verifica rezultatele astfel obținute, se va face compararea lor cu rezultatele unor măsurări efective, publicate în lucrarea [2].

Metoda aplicată în lucrarea de față conduce la stabilirea ecuației valorilor proprii ale sistemului vibrant dat, iar rezolvarea acestei ecuații permite să se cunoască caracteristicile de frecvență ale sistemului, necesare pentru verificarea sistemului de acționare și de întindere al transportorului. Ca și în celelalte lucrări [2], [3], [4], [7], se neglijează efectul pe care disipația de energie îl are asupra frecvențelor proprii ale sistemului (eroarea $< 1\%$).

Fiecare porțiune L_1, L_2. . . a transportorului este asimilată cu o bară cu vibrații longitudinale, care are la intrarea și la ieșirea ei — analog unui conductor electric — o rezistență (impedanță) de ieșire R_e respectiv de intrare R_i. Aceste impedanțe, care sînt mărimi complexe, sînt în cazul vibraţiilor mecanice cîtul amplitudinilor complexe ale forţei P şi vitezei v[1] şi [8]:

$$R_e = \frac{\hat{P}_e}{\hat{v}_e}\,;\; R_i = \frac{\hat{P}_i}{\hat{v}_i}\,, \tag{9}$$

analog cîtului tensiunii şi intensităţii în cazul vibraţiilor electrice [1].

Se defineşte ca „impedanţă caracteristică'' mărimea:

$$Z = \rho \cdot a\, F = \rho \sqrt{\frac{E}{\rho}}\, F = F \cdot \sqrt{\rho\, E}, \tag{10}$$

în care:

a este viteza de propagare a undelor;

ρ — densitatea benzii (inclusiv materialul şi rolele de sprijin);

F — secţiunea benzii.

În anumite cazuri simple, valoarea impedanţei de ieşire R_e este cunoscută; de exemplu:

1) Ieşirea barei (benzii) vibrante liberă:

$$R_e = \frac{0}{\hat{v}_e} = 0. \tag{11}$$

2) Ieşirea barei (benzii) încastrată:

$$R_e = \frac{\hat{P}_e}{0} = \infty, \tag{12}$$

3) Ieşirea barei (benzii) legată la o masă M:

$$R_e = i\,\omega M. \tag{13}$$

4) Ieşirea barei (benzii) legată la un arc cu rigiditatea c:

$$R_e = \frac{c}{i\omega}. \tag{14}$$

Dacă se notează cu l lungimea porţiunii de bandă considerate, din studiul vibraţiilor rezultă că între impedanţa de ieşire cunoscută R_e şi impedanţa de intrare R_i există relaţia [1]:

$$R_i = Z\, \frac{\dfrac{R_e}{Z} + i \operatorname{tg} \dfrac{\omega}{a}\, l}{1 + i \dfrac{R_e}{Z} \operatorname{tg} \dfrac{\omega}{a}\, l}. \tag{15}$$

Dacă pulsaţia ω este egală cu una din pulsaţiile proprii ale sistemului, $\hat{P}_i$ se anulează, deci şi R_i este nul şi ecuaţia (15) devine chiar ecuaţia valorilor proprii ale sistemului. Acest principiu este aplicat în calculele care urmează, pentru diferite variante constructive şi funcţionale.

Cazul 1. Transportorul porneşte în gol. Dispozitivul de întindere este cu şurub (axul tobei de întindere este fix). Motorul este cuplat direct la reductor, nu prin cuplaj hidraulic (fig. 2).

În punctele *1* şi *4* rezultă nişte mase reduse mari, astfel că aceste puncte pot fi asimilate cu nişte încastrări, deci $R_e = R_i = \infty$.

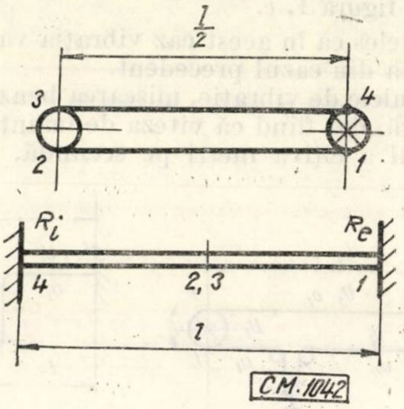


Fig. 2

Împărţind membrul drept al ecuaţiei (15) sus şi jos la R_e şi anulînd numitorul, se obţine:

$$\operatorname{tg} \frac{\omega}{a}\, l = 0\,;\; \frac{\omega_\mu}{a}\, l = 0 + \mu\, \pi\,;$$

$$\omega_\mu = \mu\, \frac{a}{l}\, \pi \;\; (\mu = 1, 2, 3 \ldots). \tag{16}$$

Pentru prima armonică — cea mai importantă pentru acţionare — rezultă $\omega_1 = a\,\pi / l$ şi durata unui ciclu: $T_1 = 2\pi / \omega_1 = 2\, l / a$. Lungimea de undă este $\lambda_1 = a\, T_1 = 2\, l$.

Cazul 2. Se consideră acelaşi transportor ca în cazul 1, dar pornirea se face cu ramura superioară încărcată cu material (pe toată lungimea ei sau pe o parte a lungimii ei) (fig. 3).

În partea încărcată, respectiv neîncărcată a transportorului există caracteristici diferite: a_1, Z_1 respectiv a_2, Z_2.

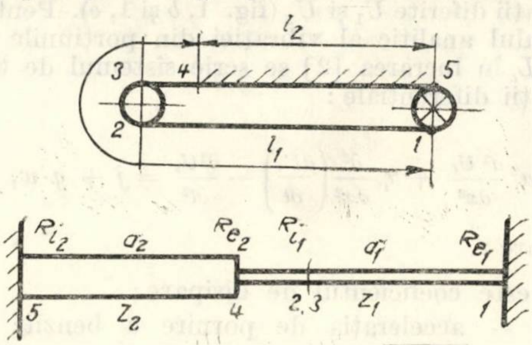


Fig. 3

În punctul *4*, trecerea de la partea neîncărcată la cea încărcată, $R_{i_1} = R_{e_2}$. În consecinţă, cu $R_{e1} = \infty$ şi procedînd ca în cazul 1, rezultă:

$$R_{i_1} = \frac{1}{i \dfrac{1}{Z_1} \operatorname{tg} \dfrac{\omega}{a_1}\, l_1} = R_{e_2}\,. \tag{17}$$

Introducînd această valoare în ecuaţia (15) se obţine :

$$R_{i_2} = \frac{1 - \frac{Z_1}{Z_2}\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_2} l_2 \operatorname{tg}\frac{\omega}{a_1} l_1}{i\frac{1}{Z_1}\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_1} l_1 + i\frac{1}{Z_2}\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_2} l_2} = \infty. \quad (18)$$

Anulînd numitorul din (18) şi făcînd substituţia $\nu = \frac{\omega}{a_1} l_1$ se obţine ecuaţia :

$$\operatorname{tg}\nu = -\frac{Z_1}{Z_2}\operatorname{tg}\frac{a_1}{a_2}\cdot\frac{l_2}{l_1}\nu. \quad (19)$$

Deoarece conform ecuaţiei (10) $Z_1 = F_1\sqrt{\rho_1 E_1}$ şi $Z_2 = F_2\sqrt{\rho_2 E_2}$ şi $F_1 = F_2$ şi $E_1 = E_2$, fiind una şi aceeaşi bandă, rezultă :

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} = \frac{1}{\alpha}. \quad (20)$$

Deoarece $a_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho_1}}$ şi $a_2 = \sqrt{\frac{E}{\rho_2}}$ rezultă :

$$\frac{a_1}{a_2} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \alpha. \quad (21)$$

Dacă $l_2/l_1 = k$, rezultă ecuaţia valorilor proprii :

$$\operatorname{tg}\nu = -\frac{1}{\alpha}\operatorname{tg}\alpha k \nu, \quad (22)$$

care poate fi uşor rezolvată pe cale grafică, căutîndu-se intersecţiile curbelor :

$$y_1 = \operatorname{tg}\nu \text{ şi } y_2 = -\frac{1}{\alpha}\operatorname{tg}\alpha k \nu. \quad (23)$$

Cazul 3. Transportorul porneşte cu sarcină (sau în gol). Dispozitivul de întindere este de tipul cu şurub. Motorul este legat de reductor prin intermediul unui cuplaj hidraulic (fig. 4).

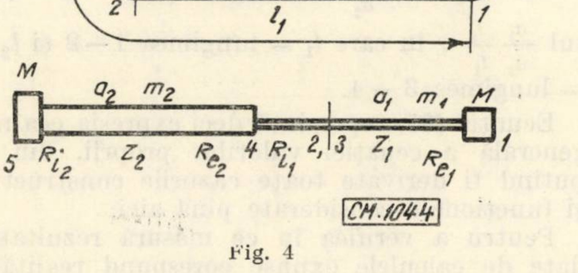


Fig. 4

Se notează cu *M* masa, redusă în punctele *1* şi *5*, a tobei şi a roţilor dinţate ale reductorului. În punctele *1* şi *5* rezultă, conform ecuaţiei (13) :

$$R_{e_1} + i\,\omega\,M = 0 \quad (24)$$

şi

$$R_{i_2} + i\,\omega\,M = 0. \quad (25)$$

Aplicînd ecuaţiile (24), (25) şi (15) se obţine :

$$R_{i_1} = \frac{-i\omega M + i Z_1 \operatorname{tg}\frac{\omega}{a_1} l_1}{1 + \frac{\omega M}{Z_1}\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_1} l_1} = R_{e_2} \quad (26)$$

şi

$$R_{i_2} + i\,\omega\,M = \frac{R_{e_2} + i Z_2 \operatorname{tg}\frac{\omega}{a_2} l_2}{1 + i\frac{R_{e_2}}{Z_2}\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_2} l_2} + i\,\omega\,M = 0. \quad (27)$$

Efectuînd calculele se obţine ecuaţia :

$$Z_1\left(1 - \frac{\omega^2 M^2}{Z_1^2}\right)\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_1} l_1 + Z_2\left(1 - \frac{\omega^2 M^2}{Z_2^2}\right)\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_2} l_2 + \omega M\left(\frac{Z_1}{Z_2} - \frac{Z_2}{Z_1}\right)\operatorname{tg}\frac{\omega}{a_1} l_1 \cdot \operatorname{tg}\frac{\omega}{a_2} l_2 = 0. \quad (28)$$

Cu aplicarea substituţiilor adimensionale :

$$\frac{\omega}{a_1} l_1 = \nu; \quad \frac{a_1}{a_2} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \alpha; \quad \frac{Z_1}{Z_2} = \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} = \frac{1}{\alpha};$$

$$\frac{M}{m_1} = \beta_1; \quad \frac{M}{m_2} = \beta_2; \quad \rho_1 F l_1 = m_1; \quad \rho_2 F l_2 = m_2;$$

$$l_2/l_1 = k,$$

ecuaţia (28) capătă forma :

$$\frac{1}{\alpha}(1 - \beta_1^2\nu^2)\operatorname{tg}\nu + (1 - \beta_2^2\nu^2)\operatorname{tg}\alpha k \nu + \beta_2\nu\left(\frac{1}{\alpha} - \alpha\right)\operatorname{tg}\nu\cdot\operatorname{tg}\alpha k\nu = 0. \quad (29)$$

Şi această ecuaţie, rezolvată pe cale grafică, dă valorile proprii ale sistemului. Dacă *M* este foarte mare, $\beta_1 = \beta_2 \to \infty$. Împărţind la $\beta_1^2 = \beta_2^2 \to \infty$, ecuaţia (29) se transformă în ecuaţia (22), valabilă în cazul capetelor încastrate.

Cazul 4. Transportorul are dispozitiv de întindere cu contragreutate, situat la capătul opus acţionării. Acţionarea se face prin motor legat prin cuplaj hidraulic cu reductorul. Pornirea se face în sarcină (ramura superioară complet încărcată) (fig. 5).

Din modelul mecanic reprezentat în figura 5 reiese că în punctele *1* şi *4* există cîte o masă M_1, egală cu masa, redusă în punctul respectiv, a tobei de acţionare şi a reductorului.

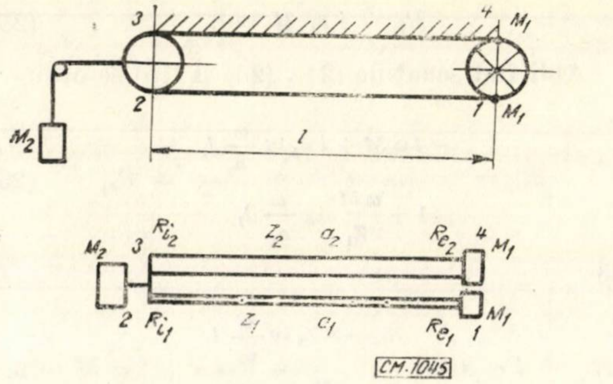


Fig. 5

Considerînd de data aceasta punctele *1* şi *4* ca puncte de ieşire, rezultă în aceste puncte relaţiile :

$$R_{e_1} + i\,\omega\,M_1 = 0\,;\ R_{e_2} + i\,\omega\,M_1 = 0. \qquad (30)$$

Aplicarea relaţiei (15) dă valorile impedanţelor de intrare :

$$R_{i_1} = \frac{-\,i\,\omega\,M_1 + i\,Z_1\,\mathrm{tg}\,\dfrac{\omega}{a_1}\,l}{1 - \dfrac{\omega\,M_1}{Z_1}\,\mathrm{tg}\,\dfrac{\omega}{a_1}\,l}\,;$$

$$R_{i_2} = \frac{-\,i\,\omega\,M_1 + i\,Z_2\,\mathrm{tg}\,\dfrac{\omega}{a_2}\,l}{1 - \dfrac{\omega\,M_1}{Z_2}\,\mathrm{tg}\,\dfrac{\omega}{a_2}\,l}. \qquad (31)$$

În punctele *2* şi *3* cele două impedanţe dau o impedanţă rezultantă R_c după formula cunoscută din electrotehnică :

$$\frac{1}{R_{i_1}} + \frac{1}{R_{i_2}} = \frac{1}{R_c}, \qquad (32)$$

iar la rezonanţă impedanţa R_c îndeplineşte condiţia :

$$R_c + i\,\omega\,M_2 = \frac{R_{i_1}\cdot R_{i_2}}{R_{i_1} + R_{i_2}} + i\,\omega\,M_2 = 0. \qquad (33)$$

Această ecuaţie exprimă sub altă formă condiţia (6).

Substituind valorile (31) în ecuaţia (33) şi ţinînd seamă de semnificaţia lui Z_1 şi Z_2, precum şi de relaţiile :

$$\omega = \frac{a_1}{l}\,\nu\,;\quad \frac{\omega}{Z_1} = \frac{\nu}{F\,\rho\,l} = \frac{\nu}{m_1}, \qquad (34)$$

se obţine următoarea ecuaţie a valorilor proprii :

$$\frac{a_1}{a_2}\cdot\frac{\nu^2}{m_1\,m_2}\,(2\,M_1\,M_2 - M_1^2) + \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}}\left(\frac{M_1}{m_1} - \frac{M_2}{m_1} - \nu^2\,\frac{M_1^2\,M_2}{m_1^3}\right)\nu\,\mathrm{tg}\,\nu + \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}\left(\frac{M_1}{M_2} - \frac{M_2}{m_2} - \nu^2\,\frac{a_1^2}{a_2^2}\cdot\frac{M_1^2\,M_2}{m_2^3}\right)\frac{a_1}{a_2}\,\nu\,\mathrm{tg}\,\frac{a_1}{a_2}\,\nu - \left(\frac{a_2}{a_1\,\nu^2} - \frac{M_1\,M_2}{m_2^2} - \frac{M_1\,M_2}{m_1^2}\right)\frac{a_1\,\nu^2}{a_2}\,\mathrm{tg}\,\nu\,\mathrm{tg}\,\frac{a_1}{a_2}\,\nu = 0. \qquad (35)$$

Prin rezolvarea grafică a acestei ecuaţii se obţin frecvenţele proprii ale sistemului.

Dacă motorul de acţionare nu este legat de reductor prin intermediul unui cuplaj hidraulic, masele M_1 devin foarte mari şi, în acest caz, împărţind la $M_1^2 \to \infty$ ecuaţia (35) devine :

$$\frac{a_1}{a_2}\cdot\frac{1}{m_1\,m_2} + \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}}\cdot\frac{M_2}{m_1^3}\,\nu\,\mathrm{tg}\,\nu + \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}\cdot\frac{a_1^3}{a_2^3}\cdot\frac{M_2}{m_2^3}\,\nu\ \mathrm{tg}\,\frac{a_1}{a_2}\,\nu = 0. \qquad (36)$$

În sfîrşit, dacă şi masa M_2 este foarte mare, adică axul tobei de întoarcere este fix, ecuaţia (36), împărţită la $M_2 \to \infty$ şi ţinînd seamă că $\frac{a_1}{a_2} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1}}$ devine :

$$\mathrm{tg}\,\nu + \frac{a_2}{a_1}\,\mathrm{tg}\,\frac{a_1}{a_2}\,\nu = 0$$

adică identică cu ecuaţia (22) cu $k = 1$, ecuaţie care a fost dedusă şi pe cale directă pentru cazul 2.

Dacă toba de întindere este plasată între punctele *1* şi *2*, ca în figura 1 *a*, între *2* şi *3* fiind o simplă tobă de întoarcere care nu influenţează vibraţia, modelul mecanic rămîne acelaşi ca în figura 5, însă cu lungimile 1—2 şi 3—4 neegale. Se ajunge în acest caz la aceleaşi ecuaţii ale valorilor proprii, cu deosebirea că în loc de raportul $\frac{a_1}{a_2}$ va figura peste tot raportul $\frac{a_1}{a_2}\,\frac{l_2}{l_1}$, în care l_1 = lungimea 1—2 şi l_2 = = lungimea 3 — 4.

Ecuaţia (35) reprezintă deci expresia cea mai generală a ecuaţiei valorilor proprii, din ea putînd fi derivate toate cazurile constructive şi funcţionale considerate pînă aici.

Pentru a verifica în ce măsură rezultatele date de calculele expuse corespund realităţii, ar trebui măsurate frecvenţele proprii ale unei benzi transportoare în momentul punerii ei în mişcare. Astfel de măsurări nu au fost executate pînă în prezent la noi în ţară. Efectuarea lor necesită o aparatură cuprinzătoare, montată în ansambluri mobile care pot fi transportate la faţa locului. Rezultatele unor astfel de măsurări, efectuate la benzi montate în exploatările miniere din U.R.S.S., sînt publicate în lucrarea [2], în care sînt date şi caracteristicile necesare în calcul, pentru unele din benzile măsurate.

1. Se va considera, dintre aceste benzi, transportorul tip KLS-1200, montat orizontal, cu dispoziţia conform figurii 6.

Datele transportorului sînt următoarele : productivitatea de transport 1 600 tf/h ; lungimea transportorului 282 m ; viteza benzii 1,85 m/s ; lăţimea benzii 1 200 mm ; numărul inserţiilor de bumbac 6 ; grosimea benzii 22 mm ; greutatea benzii 27,9 kgf/m ; limita de rupere a inserţiilor 115 kgf/cm de lăţime ; materialul transportat minereu ; contragreutatea de întindere 3 400 kgf (corespunzător la $2M$) ; pasul rolelor de sprijin ale ramurii superioare 1 m ; idem ale ramurii inferioare 2 m ; greutatea părţii rotative a rolelor de sprijin superioare $3 \times 20{,}3$ kgf ; idem inferioare 36,2 kgf.

Conform [2] se consideră în calculele de vibraţie 75% din masa rotativă a rolelor de sprijin ca adaos la masa benzii propriu-zise, ceea ce conduce la următoarele greutăţi pe metru liniar :

— la ramura inferioară, neîncărcată $q_1 = 42$ kgf/m ;

— la ramura superioară, inclusiv 230 kgf/m material $q_2 = 304$ kgf/m.

Admiţînd un modul de elasticitate dinamic $E' = 1\,000$ kgf/cm lăţime de inserţie [2], rezultă următoarele viteze de propagare a undei de vibraţie :

în ramura inferioară :

$$a_1 = \sqrt{\frac{E' \cdot B \cdot i \cdot g}{q_1}} = \sqrt{\frac{1\,000 \cdot 120 \cdot 6 \cdot 9{,}81}{42}} = 410 \text{ m/s} ;$$

în ramura superioară :

$$a_2 = \sqrt{\frac{1000 \cdot 120 \cdot 6 \cdot 9{,}81}{304}} = 152 \text{ m/s}.$$

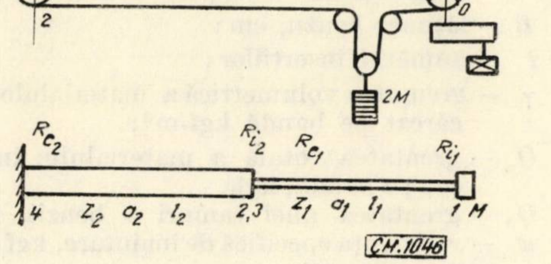


Fig. 6

Dispozitivul de întindere cu contragreutate fiind situat la desfăşurarea benzii de pe toba de acţionare (fig. 6), se neglijează mica porţiune de bandă *0—1* şi se ia modelul mecanic din figura 6, cu jumătate din masa greutăţii de întindere aplicată în punctul *1*. Cealaltă jumătate a greutăţii se consideră aplicată în punctul *0*. Motorul fiind cuplat direct, punctele *0* şi *4* sînt considerate ca încastrări.

Se calculează impedanţele, pornind de la punctul *4*.

Împărţind ecuaţia (15) sus şi jos cu R_e şi punînd $R_e \to \infty$ se obţine pentru punctele 2 şi 3 :

$$R_{i_2} = \frac{1}{i \frac{1}{Z_2} \operatorname{tg} \frac{\omega}{a_2} l_2} = R_{e_1}. \tag{37}$$

Cu formula (15) netransformată se obţine direct :

$$R_{i_1} = \frac{1 - \frac{Z_1}{Z_2} \operatorname{tg} \frac{\omega}{a_2} l_2 \operatorname{tg} \frac{\omega}{a_1} l_1}{i \frac{1}{Z_2} \operatorname{tg} \frac{\omega}{a_2} l_2 + i \frac{1}{Z_1} \operatorname{tg} \frac{\omega}{a_1} l_1}. \tag{38}$$

În punctul 1, la rezonanţă :

$$R_{i_1} + i\, \omega\, M = 0. \tag{39}$$

Din ecuaţiile (37), (38) şi (39) rezultă următoarea ecuaţie a valorilor proprii $\left(\text{în care s-a notat } \frac{\omega}{a_1} l_1 = \nu\right)$:

$$1 - \frac{Z_1}{Z_2} \operatorname{tg} \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{a_1}{a_2} \nu \operatorname{tg} \nu =$$

$$= \frac{a_1 M}{l_1 Z_1} \nu \left(\frac{Z_1}{Z_2} \operatorname{tg} \frac{l_2 a_1}{l_1 a_2} \nu + \operatorname{tg} \nu \right). \tag{40}$$

În cazul de faţă se obţine :

$$\frac{a_1}{a_2} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{410}{152} = 2{,}7 ; \quad \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{2{,}7} = 0{,}37 ;$$

$$l_1 = l_2 \tag{41}$$

şi

$$\frac{a_1 M}{l_1 Z_1} = \frac{\sqrt{E} \cdot M}{\sqrt{\rho_1} \cdot l_1 \cdot F \cdot \sqrt{\rho_1 E}} = \frac{M}{l_1 F \rho_1} = \frac{M}{m_1} =$$

$$= \frac{1700}{282 \cdot 42} = 0{,}143$$

(s-a notat : F — secţiunea benzii ; ρ_1 densitatea şi m_1 masa ramurii inferioare). Cu aceste valori, ecuaţia (40) devine :

$$1 - 0{,}37 \operatorname{tg} 2{,}7\, \nu \operatorname{tg} \nu =$$

$$= 0{,}143\, \nu\, (0{,}37 \operatorname{tg} 2{,}7\, \nu + \operatorname{tg} \nu) \tag{42}$$

sau :

$$A = B.$$

Pentru rezolvarea acestei ecuaţii transcendente s-au trasat curbele A şi B cu semnificaţiile de mai sus (fig. 7). Prima lor intersecţie dă, pentru vibraţia fundamentală, valoarea

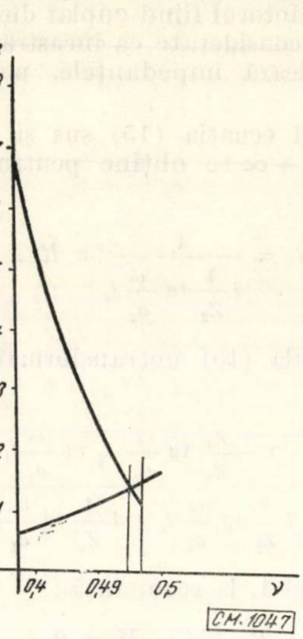


Fig. 7

$\nu_1 = 0{,}49$ şi deci, conform substituţiei utilizate la ecuaţia (40) :

$$\omega = \frac{\nu_1 a_1}{l_1} = \frac{0{,}49 \cdot 410}{282} = 0{,}715 \text{ rad/s}$$

şi :

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{6{,}28}{0{,}715} = 8{,}8 \text{ s.}$$

Conform lucrării [2] s-a constatat prin măsurare $T = 9{,}7$ s, adică cu 10% mai mare. O astfel de diferenţă este admisibilă, dat fiind că este vorba de un material organic neomogen (inserţii textile de bumbac).

2. Tot în lucrarea [2] se dau şi rezultatele unor măsurări făcute la transportorul RTY-30, un tip mult mai mic decît cel precedent. Datele sînt următoarele :

Lungimea 65 m ; lăţimea 80 cm ; numărul inserţiilor 7 ; greutatea liniară a ramurii inferioare, inclusiv 75% din greutatea părţii rotative a rolelor de sprijin, 16 kgf/m ; greutatea liniară a ramurii superioare (inclusiv materialul) 64 kgf/m.

Întinderea benzii se face prin şurub la toba din spate, iar acţionarea prin motor cuplat direct la reductor ; deci, rezultă schema şi modelul mecanic din figura 3.

Vitezele de propagare calculate cu datele de mai sus sînt : în ramura inferioară $a_1 = 640$ m/s ; în ramura superioară (încărcată) $a_2 = 317$ m/s. Cu aceste date rezultă :

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{640}{317} = 2{,}02 \; ; \quad \frac{Z_1}{Z_2} = 0{,}494 \; ; \quad l_1 = l_2. \tag{43}$$

Introducînd aceste valori în ecuaţia (19) care se aplică în acest caz, se obţine :

$$\operatorname{tg} \nu = -\,0{,}494 \operatorname{tg} 2{,}02\, \nu, \tag{44}$$

ecuaţie a cărei rezolvare grafică conduce la $\nu_1 = 0{,}96$ şi :

$$\omega = \frac{\nu_1 a_1}{l_1} = \frac{0{,}96 \cdot 640}{65} = 9{,}45 \text{ rad/s.}$$

Perioada vibraţiei este $T = 6{,}28 : 9{,}45 = 0{,}67$ s (prin măsurare s-a constatat 0,7 s în lucrarea [2]).

Concluzie referitoare la aplicarea formulelor

Prin structura lor, formulele (21, 22, 36, 40 şi 41) permit să se tragă o concluzie importantă referitoare la perioada proprie de vibraţie a benzilor transportoare, concluzie ce permite să se evite necesitatea rezolvării unei ecuaţii transcendente în fiecare caz.

În aceste formule apar, ca parametri care determină frecvenţa proprie, rapoartele $\frac{a_1}{a_2}$, $\frac{Z_1}{Z_2}$ şi $\frac{M}{m_1}$. Se poate demonstra că la o gamă de benzi transportoare cu diferite lungimi, de tipul din figura 2 sau 6, montate orizontal sau cu aceeaşi înclinare faţă de orizontală, frecvenţa proprie depinde numai de lungimea benzii, oricare ar fi lăţimea ei. Se presupune că întreaga gamă este calculată cu aceeaşi sarcină pe centimetru de lăţime de inserţie.

În adevăr, dacă se notează :

α — unghiul de înclinare faţă de orizontală ;
c_i — o constantă de proporţionalitate ;
q_m — greutatea liniară a materialului încărcat pe bandă, kgf/m ;
q_1 — greutatea unei inserţii de 1 cm lăţime şi 1 m lungime ;
l — lungimea de transport a benzii, m ;
B — lăţimea benzii, cm ;
i — numărul inserţiilor ;
γ — greutatea volumetrică a materialului încărcat pe bandă kgf/m³ ;
Q_m — greutatea totală a materialului încărcat pe bandă, kgf ;
Q_B — greutatea unei ramuri a benzii, kgf ;
w — rezistenţa specifică de înaintare, kgf/kgf,

se poate scrie :

$$q_m = c_1 \gamma B^2 \text{ şi } Q_m = q_m l = c_1 \gamma B^2 l. \tag{45}$$

La o bandă rezistenţa inserţiilor este proporţională cu produsul Bi şi pe de altă parte este proporţională cu rezistenţa totală de înaintare, deci :

$$Bi = c_2 (2\,Q_B + Q_m)\,(w \pm \sin\alpha) =$$

$$= c_2\,(2\,q_1\,B\,i\,l + c_1\,\gamma\,B^2\,l)\,(w \pm \sin\alpha).$$

Dacă în prima paranteză se neglijează greutatea proprie a benzii faţă de greutatea materialului (eroarea comisă este de circa 10%) rezultă proporţionalitatea :

$$i = c_3\,\gamma\,B\,l.$$

Raportul ρ_2/ρ_1 care intervine în expresiile a_1/a_2 şi Z_1/Z_2 poate fi scris :

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{Q_B + Q_M}{Q_B} = \frac{q_1\,B\,i\,l + c_1\gamma\,B^2\,l}{q_1\,B\,i\,l},$$

iar dacă se neglijează şi aici Q_B faţă de Q_m :

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{c_1\gamma\,B^2\,l}{q_1\,B\,i\,l} = \frac{c_1\gamma\,B^2\,l}{q_1\,Bl\cdot c_3\gamma\,B\,l} = \frac{c_4}{l}.$$

Ţinînd seamă că $\frac{a_1}{a_2} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}$ şi $\frac{Z_1}{Z_2} = \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}}$ rezultă :

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{c_5}{\sqrt{l}} \text{ şi } \frac{Z_1}{Z_2} = c_6\sqrt{l}. \tag{47}$$

Masa contragreutăţii de întindere M fiind proporţională cu rezistenţa de înaintare, deci cu greutatea materialului, rezultă că raportul M/m_1 care figurează în ecuaţiile (40) şi (41) poate fi scris :

$$\frac{M}{m_1} = \frac{c_7\,\gamma\,B^2\,l\,(w \pm \sin\alpha)}{q_1\,B\,i\,l} = \frac{c_8\,\gamma\,B}{i} = \frac{c_8\gamma\,B}{c_3\gamma\,B\,l} = \frac{c_9}{l}. \tag{48}$$

Ecuaţiile (47) şi (48) arată deci că toţi parametrii de care depinde frecvenţa proprie a unei benzi sînt funcţie numai de lungimea benzii, dacă tipul constructiv este acelaşi şi dacă benzile sînt calculate la fel. De exemplu, a fost calculată în modul cunoscut o gamă de benzi transportoare orizontale cu $B = 800$, 1 200, 1 600 şi 2 000 mm şi lungimea de 70,5 ; 141 ; 282 şi 564 m, de tipul din figura 6 (materialul transportat minereu, inserţiile din bumbac). Au rezultat următoarele numere necesare de inserţii ;

	70,5 m	141 m	282 m	564 m
$B =$ 800 mm	2	3	5	8
1 200 mm	2	4	6	10
1 600 mm	3	5	8	13
2 000 mm	3	5	9	14

Calculînd pentru aceste benzi perioada proprie de vibraţie T în secunde cu formula (40), se obţin următoarele valori, care confirmă concluzia de mai sus :

	70,5 m	141 m	282 m	564 m
$B =$ 800 mm	3,64		9,1	
1 200 mm	3,71	5,18	8,8	14,15
1 600 mm	3,47		8,55	
2 000 mm	3,55		8,5	

Pe baza acestor rezultate care, trecute într-o diagramă, dau o variaţie aproape exact liniară a lui T în funcţie de lungime, s-a putut deduce următoarea formulă pentru perioada proprie de vibraţie a benzilor transportoare orizontale de tipul figurii 6, la pornirea în stare încărcată (cu minereu) :

$$T = 2{,}3 + 0{,}024\,l,\ \text{s}. \tag{49}$$

Lungimea se introduce în metri. Formula dă rezultate exacte în limita a ± 10% ($l > 50$ m).

Făcînd calculele pentru benzi transportoare cu greutatea de întindere la toba din spate a benzii (tipul din figura 5), cu aplicarea formulei (36), se obţine pentru pornirea în stare încărcată (tot cu minereu) o diagramă analogă a lui T în funcţie de lungime, exprimată prin formula :

$$T = 1{,}95 + 0{,}0156\,l,\ \text{s}. \tag{50}$$

La benzile cu călăreţ de descărcare T se majorează cu circa 10%. La pornirea în stare neîncărcată perioada de vibraţie este de circa 75% din valorile date de formulele (49) şi (50).

Formule liniare analoge pot fi stabilite şi pentru transportoarele în pantă, sau cu inserţii din fibre sintetice sau cabluri de oţel.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hűbner, E.* Technische Schwingungslehre, Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer Verlag, 1967.

[2] *Bilicenko, N. Ia., Vîsocin, E. M.* şi *Zavgorodnîi, E. H.* Exploatationîi regimîi lentocinîh conveierov. Gos. Izd. Tehn. Lit., Kiev, 1964.

[3] *Karbasov, O. G.* Opredelenie dinamicinîh usilîi v conveiernîi lente pri puske lentocinogo conveiera. În : Gornîi Jurnal, nr. 9, 1962, p. 80—86.

[4] *Pankratov, C. A.* şi *Kelen, O. I.* Opredelenie ceastotnîh haracteristic colebanii lentocinîh conveierov v zavisimosti ot mesta raspolojenia privodnogo barbana. În : Gornîi Jurnal, nr. 9, 1964, p. 113—120.

[5] *Hamburger, L.* şi *Buzdugan, Gh.* Teoria vibraţiilor. Bucureşti. Editura tehnică, 1958.

[6] *Keller* şi *Blasi*. În : Bergbautechnik nr. 11, 1963, nr. 7, 1955 şi nr. 4, 1956.

[7] *Vierling*. Quantitative Folgerungen. În : Braunkohle-Wärme-Energie, 1959, p. 253—259.

[8] *Harris, C.* şi *Crede, Ch.* Shock and Vibration Handbook, vol. I—III, McGraw-Hill Book Co., New York, 1961.

CZ 621.431.73

Cercetări privind încălzirea amestecului în conducta de admisiune a motorului SR—211 cu răcire diferenţiată

Gheorghe BOBESCU

Procesul de formare a amestecului combustibil-aer la motoarele cu carburator este influenţat de un mare număr de factori constructivi şi funcţionali care condiţionează pulverizarea şi vaporizarea combustibilului [2].

La vaporizarea combustibilului se utilizează în cantităţi diferite căldura conţinută de aer şi combustibil înainte de pulverizarea acestuia din urmă, căldura preluată de la pereţii conductei de admisiune şi căldura preluată de la supapă, cilindru, camera de ardere şi alte părţi calde cu care amestecul vine în contact. Procesul de vaporizare este puternic influenţat de fineţea pulverizării combustibilului în carburator [3].

Eşalonarea şi întinderea procesului de vaporizare trebuie să se stabilească în funcţie de condiţiile de funcţionare ale motorului de automobil şi de scopurile urmărite. De exemplu, pentru a se obţine un amestec de aceeaşi compoziţie şi cu aceeaşi distribuţie a diferitelor fracţiuni la toţi cilindrii motorului, vaporizarea trebuie să se sfîrşească în racordul conductei de admisiune, înainte de bifurcarea curentului spre grupele de cilindri din faţa şi spatele motorului.

Pentru a evita spălarea cilindrilor cu combustibil şi înrăutăţirea ungerii acestora, vaporizarea trebuie să se termine o dată cu trecerea amestecului de supapa de admisiune.

În scopul obţinerii unei umpleri maxime a cilindrilor cu amestec proaspăt este necesară prelungirea procesului de vaporizare pînă la închiderea supapei de admisiune. La motoarele cu rapoarte de comprimare foarte mari şi puternic solicitate termic, vaporizarea se eşalonează pînă la sfîrşitul cursei de comprimare [5] .

Aceste cerinţe care condiţionează economicitatea, durabilitatea şi funcţionarea corectă a motorului cu carburator nu pot fi respectate integral la toate regimurile de funcţionare şi la toate tipurile de motoare, alegîndu-se de obicei soluţii de compromis care să satisfacă mai mult sau mai puţin fiecare cerinţă în parte. Ele trebuie să fie însă avute în vedere în căutarea soluţiei de ansamblu a problemei şi pentru dezvoltarea motoarelor în viitor.

Dacă combustibilul nu se vaporizează complet în conducta de admisiune, la unii cilindrii pot ajunge amestecuri mai sărace decît cele normale corespunzătoare regimului de funcţionare considerat, iar la alţii amestecuri mai bogate. În acelaşi timp, distribuţia pe cilindri a fracţiunilor cu mare rezistenţă la detonaţie poate fi neuniformă, ceea ce impune alegerea parametrilor constructivi şi reglajelor motorului după cilindrii cu amestecul cel mai sărac în astfel de fracţiuni, sau mărirea suplimentară a cifrei octanice a combustibilului. În afară de aceasta la folosirea tetraetilului de plumb în calitate de antidetonant, care se introduce în benzină cu diverse substanţe antrenante (compuşi organici halogenaţi), tetraetilul de plumb se vaporizează mai greu decît substanţele antrenante, distribuţia lui pe cilindri nu este proporţională cu a substanţelor antrenate şi din această cauză cresc depunerile de plumb la unii cilindrii [1].

Vaporizarea completă a combustibilului în conducta de admisiune la motoarele rapide necesită viteze mari de vaporizare a combustibilului, viteze ce se obţin atît prin îmbunătăţirea pulverizării, cît mai ales prin creşterea temperaturii de încălzire a amestecului în această conductă [4]. Ridicarea temperaturii amestecului în conducta de admisiune are un efect favorabil şi asupra reducerii uzurii pieselor din grupa cilindru-piston. Această creştere a temperaturii influenţează însă nefavorabil asupra coeficientului de umplere şi prin urmare asupra puterii şi economicităţii motorului.

Pentru îmbunătăţirea umplerii şi prevenirea în acelaşi timp a uzurilor, prezintă o mare eficacitate aplicarea răcirii diferenţiate la motoarele cu carburator [8]. În acest caz blocul cilindrilor se răceşte mai puţin intens, menţinîndu-se o temperatură aproximativ constantă a lichidului în bloc la 85—90°C. Chiulasa se răceşte mai intens, temperatura lichidului menţinîndu-se la aproximativ 40—45°C. Motorul fiind răcit prin două sisteme de răcire cu circulaţie aproape independentă, cilindrii motorului pot fi menţinuţi tot timpul la o temperatură suficient de ridicată pentru a preveni spălarea filmului de ulei şi creşterea uzurii. Prin urmare, în cazul motorului cu răcire diferenţiată se poate admite, fără consecinţe negative asupra durabilităţii motorului, o anumită reducere a temperaturii amestecului în conducta de admisiune, deci o prelungire a procesului de vaporizare pînă spre sfîrşitul admisiunii, în aşa fel încît să se obţină un coeficient de umplere maxim.

În cazul eşalonării procesului de vaporizare pînă la sfîrşitul admisiunii, variantă care prezintă interes în cazul motoarelor cu răcire diferenţiată, din bilanţul termic al umplerii rezultă temperatura amestecului la închiderea supapei de admisiune :

$$T_a = T_0 - \Delta T_e + \Delta T_{ca} - \Delta T'_{ca} + \Delta T_{cil} -$$
$$- \Delta T'_{cil} + \Delta T_r + \Delta T_f ,$$

cazul încălzirii cu apă a conductei de admisiune, ceea ce se explică prin îmbunătăţirea umplerii.

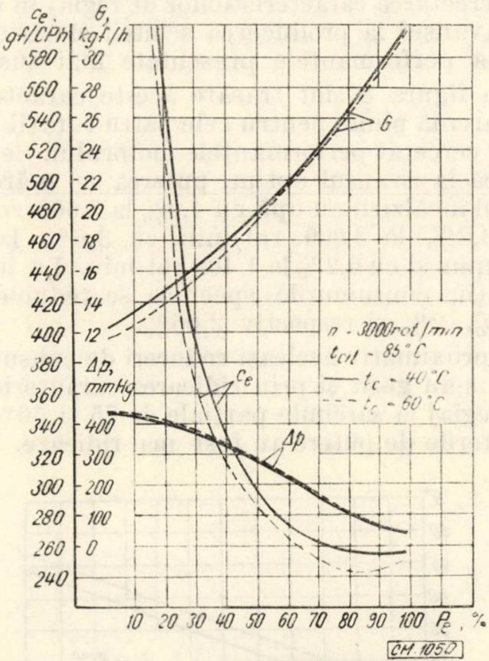


Fig. 3

După caracteristicile de sarcină s-au trasat şi caracteristicile de turaţie la sarcină plină şi la sarcini parţiale de 75 şi 50%.

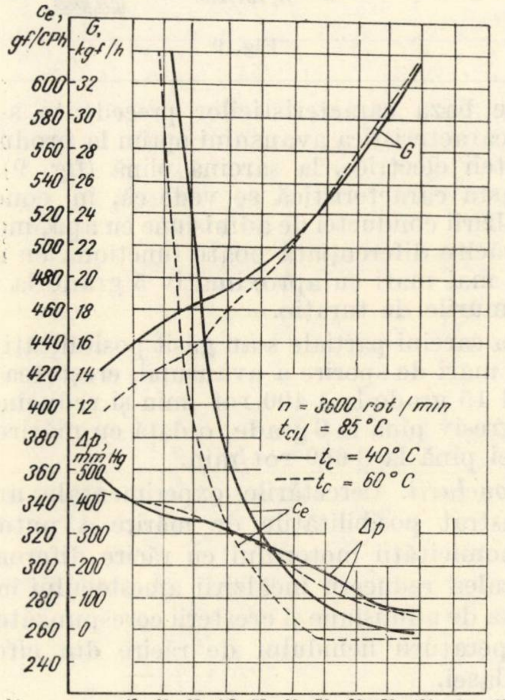


Fig. 4

Din analiza caracteristicilor de turaţie la sarcină plină (fig. 5) se constată că la încălzirea cu apă a conductei de admisiune (curbe continue), puterea maximă a motorului se măreşte cu aproximativ 6,15%, iar consumul specific se reduce la acest regim cu aproximativ 2,34%.

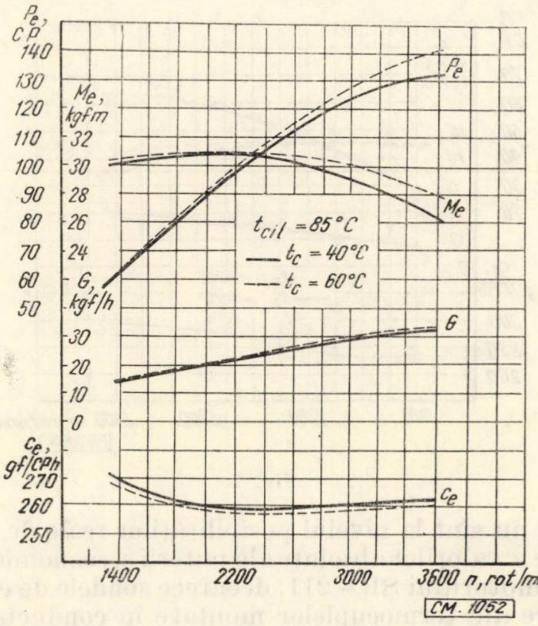


Fig. 5

Caracteristica de turaţie la sarcină parţială de 75% (fig. 6) arată că la turaţia maximă a motorului creşterea puterii este de aproximativ 7,1%, iar reducerea consumului de combustibil este de 5,9%.

Din caracteristica de turaţie la sarcină parţială de 50% (fig. 7) se constată că la turaţia maximă a motorului creşterea de putere este de 5,95%, iar reducerea consumului specific de 3,33%.

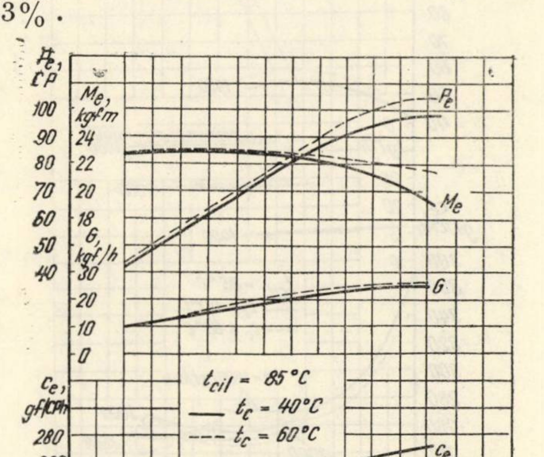


Fig. 6

Din aceste caracteristici se mai constată că la sarcinile parţiale de 50 şi 75% creşterea economicităţii este apreciabilă şi la turaţiile medii de funcționare a motorului în cazul încălzirii cu apă a conductei de admisiune.

Trebuie menționat că valorile absolute ale parametrilor din caracteristicile prezentate mai sus nu sînt la nivelul posibilităților reale de mărire a valorilor absolute ale puterii și economicității motorului SR–211, deoarece sondele de ecranare ale termocuplelor montate în conducta de admisiune au provocat creșterea rezistențelor la curgerea amestecului spre cilindrii motorului. Acesta nu diminuează însă valoarea comparativă a rezultatelor obținute, deoarece încercările s-au efectuat în condiții identice în ceea ce privește rezistențele conductei de admisiune. Tot aceleași cauze i se datoresc și unele particularități ale caracteristicilor prezentate, care se deosebesc într-o anumită măsură de caracteristicile motoarelor obișnuite.

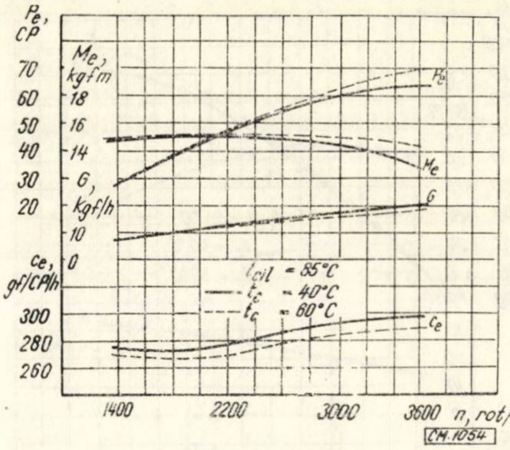


Fig. 7

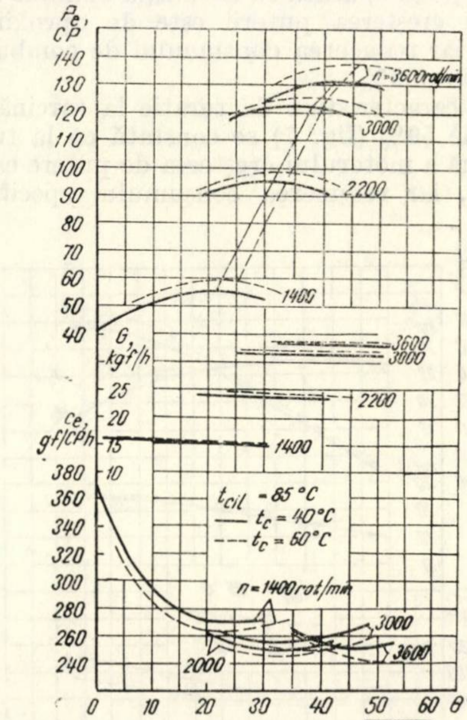


Fig. 8

Cercetarea caracteristicilor de reglaj în funcție de avansul la producerea scînteii electrice confirmă performanțele prezentate mai sus.

În figura 8 sînt trasate aceste caracteristici la sarcină plină, pentru cele patru turații la care s-au cercetat performanțele motorului. Se observă că la avansul optim, puterea se mărește în cazul încălzirii cu apă cu 4,9% la 3 600 rot/min, cu 3,2% la 3 000 rot/min, cu 3,6% la 2 200 rot/min și cu 6,2% la 1 400 rot/min. La aceleași turații, consumurile specifice se reduc cu 4%, 1,9%, 2% și respectiv 2,05%.

Aproximativ aceleași reduceri de consum specific s-au găsit și prin ridicarea caracteristicilor de reglaj la sarcinile parțiale de 75 și 50%, însă creșterile de putere au fost mai ridicate.

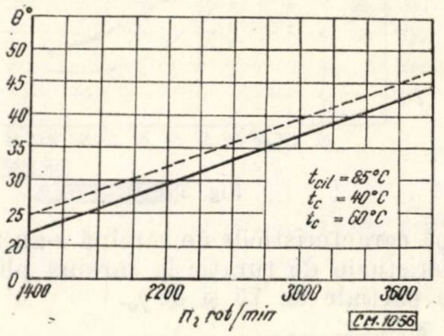


Fig. 9

Pe baza caracteristicilor precedente s-a trasat caracteristica avansului optim la producerea scînteii electrice, la sarcină plină (fig. 9). Din această caracteristică se vede că, în condițiile încălzirii conductei de admisiune cu apă, motorul cu răcire diferențiată poate funcționa cu avansuri mai mari cu aproximativ 5 grade la toate regimurile de turație.

La sarcini parțiale s-au găsit posibilități mult mai mari de sporire a avansului, creșterea atingînd 15 grade la 1 400 rot /min și reducîndu-se progresiv pînă la 6 grade, o dată cu mărirea turației pînă la 3 600 rot/min.

Concluzii. Cercetările experimentale au demonstrat posibilitățile de mărire a puterii și economicității motorului cu răcire diferențiată pe calea reducerii încălzirii amestecului în conducta de admisiune și creșterii corespunzătoare a temperaturii lichidului de răcire din circuitul chiulasei.

Apropierea temperaturii lichidului de răcire din circuitul chiulasei la numai 25–30°C de temperatura lichidului de răcire din circuitul blocului de cilindrii ușurează mult și simplifică realizarea practică a motorului cu răcire diferențiată.

Cea mai potrivită schemă de răcire este prezentată în figura 10. În acest caz sistemul de răcire al motorului cu răcire diferenţiată diferă faţă de sistemul normal doar prin faptul că circulaţia forţată a lichidului se realizează în principal la chiulase. Canalele de răcire ale blocului comunică cu cele de la chiulase prin orificii potrivit dimensionate şi corectate pe cale experimentală, încît practic să nu existe decît o circulaţie redusă a lichidului de la bloc la radiator. În bloc va predomina circulaţia lichidului pe principiul termosifonului. Reglarea temperaturii cu ajutorul termostatului s-ar putea face astfel numai pentru lichidul din chiulasă.

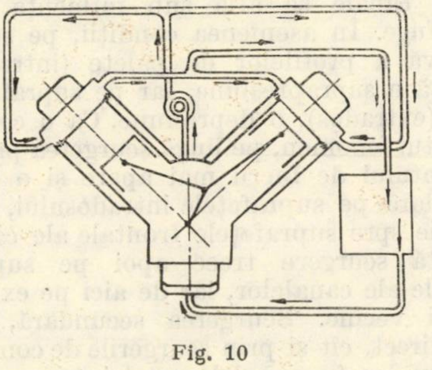


Fig. 10

Pentru încălzirea conductei de admisiune se poate folosi în acest caz lichidul de răcire din blocul cilindrilor, care are temperatura mai ridicată.

În concluzie, ideea emisă şi verificată experimental poate sta la baza realizării unor motoare cu performanţe superioare celor fabricate în prezent.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Abăităncei, D., Bobescu, Gh.* şi *Nagy, T.* Materiale speciale pentru automobile şi tractoare. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1966.

[2] *Aramă, C.* şi *Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[3] *Lenin, I. M.* şi col. Sistemî toplivopodaci avtomobilnîh i traktirnîh dvigatelei. Moscova, Maşghiz, 1963.

[V] *Lichty, C. L.* Motori a combustione interna. Roma Ed. Dell'Ateneo, 1957.

[5] *Mărdărescu, R.* Motoare de automobile şi tractoare vol. II. Braşov, Litografia învăţămîntului, 1959.

[6] *Untaru, M.* Transmiterea căldurii şi posibilităţile de creştere a puterii şi economicităţii motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferenţiate. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1964.

[7] *Untaru, M.* Influenţa sistemului de răcire asupra puterii şi economicităţii motorului de automobil. În: Revista transporturilor, nr. 7, 1963.

CZ 621.165-253.5.001.13

Din experienţa proiectării treptelor de turbine cu abur cu palete relativ scurte

Attila FERENCZ

Creşterea puterii unitare a turbinelor cu abur impune folosirea paletelor tot mai înalte. Paralel cu această tendinţă apare şi aceea a ridicării parametrilor iniţiali ai aburului, ceea ce înseamnă reducerea substanţială a volumului specific. Astfel, în treptele părţii de înaltă presiune, creşterea înălţimii paletelor este relativ neînsemnată. În afară de turboagregatele pur electrogene, de mare putere, în ultimul timp, mai ales ca o consecinţă a dezvoltării industriei chimice, apare necesitatea unui număr din ce în ce mai mare de turbine cu abur cu contrapresiune şi prize reglabile, pentru satisfacerea consumatorilor de abur tehnologic din această ramură a industriei. De obicei, aceste agregate sînt de putere mică (3—50 MW) şi paletajul este de înălţime relativ redusă. În asemenea condiţii, problema înălţimii şi a geometriei paletajului acestor turbine rămîne o problemă actuală şi de o deosebită importanţă.

Aprecierea pierderilor din fluxul principal al agentului de lucru, în calculul termodinamic al treptelor de turbine cu abur cunoscut şi din literatura de specialitate [8], [9], [10], se face cu ajutorul diagramelor coeficienţilor de viteză φ (pentru reţelele paletelor directoare) şi ψ (pentru reţelele paletelor lucrătoare). Din aceste diagrame, reprezentate în figurile 1 şi 2, se vede că pierderile în reţelele de palete depind în mare măsură de înălţimea paletelor. În cazul înălţimilor relativ mici de circa 10—15 mm, pierderile au valori considerabile, ceea ce cau-

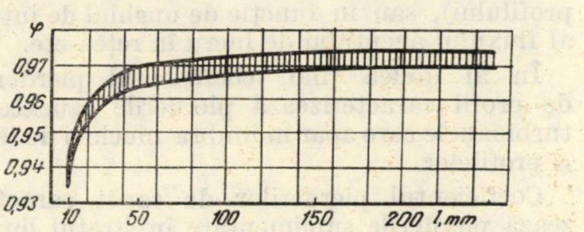


Fig. 1

zează scăderea corespunzătoare a randamentului treptei. Datorită acestui fapt, în literatura de specialitate aceste înălţimi se indică ca minim admisibile pentru proiectarea treptelor de turbină cu abur.

Aprecierea valorilor minim admisibile pentru înălţimile paletajului turbinelor cu abur nu poate fi făcută în baza diagramelor menţionate, ci numai în urma unei analize ample a pierderilor ce au loc în canalele de scurgere ale paletajului.

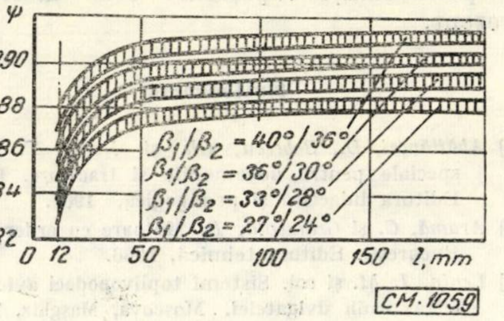


Fig. 2

Pierderile totale care au loc în canalele de scurgere ale paletajului se exprimă prin relaţia :

$$\zeta = \zeta_{pr} + \zeta_c, \tag{1}$$

în care :

ζ este coeficientul pierderilor totale ;

ζ_{pr} — coeficientul pierderilor de profil ;

ζ_c — coeficientul pierderilor de capăt.

Coeficientul pierderilor de profil, în primul rînd, caracterizează pierderile care au loc în stratul limită, creat pe suprafeţele paletelor. La ora actuală există profile de palete cu o geometrie aleasă astfel, încît pierderile de profil sînt reduse la un nivel minim posibil. Întreprinderile constructoare de turbine folosesc profile verificate în laboratoare, determinîndu-le caracteristicile. Aceste caracteristici, în mod normal, se centralizează sub forma unor tabele şi diagrame care indică variaţia lui ζ_{pr} în funcţie de pasul relativ E al reţelei ($E = t : b$, unde t este pasul reţelei, iar b, coarda profilului), sau în funcţie de unghiul de intrare al fluxului agentului de lucru în reţea etc.

În al doilea rînd, coeficientul pierderilor de profil caracterizează pierderile cauzate de turbioanele care apar în umbra muchiei de ieşire a profilelor.

Coeficientul pierderilor de capăt caracterizează pierderile suplimentare în stratul limită, la capetele paletelor, care apare ca o consecinţă a scurgerilor secundare, cauzate de prezenţa pereţilor frontali ai canalelor. Acest gen de pierderi au o importanţă hotărîtoare asupra randamentului reţelelor de palete cu înălţimi relativ reduse şi de aceea studierea lui se află în centrul atenţiei încercărilor experimentale.

Este cunoscut faptul că reţelele de palete, în vederea asigurării unei dirijări potrivite a fluxului de abur sau de gaz, formează un sistem de canale curbilinii. Datorită existenţei curburii, particulele agentului de lucru care trec prin aceste canale se află sub influenţa forţelor centrifuge. În asemenea condiţii, pe suprafaţa concavă a profilelor de palete (intrados), se creează o suprapresiune, iar pe suprafaţa convexă (extrados), o depresiune. Ca o consecinţă a acestui fenomen, pe lîngă scurgerea principală a agentului de lucru mai apare şi o scurgere secundară pe suprafeţele intradosului, avînd o direcţie spre suprafeţele frontale ale canalelor. Această scurgere trece apoi pe suprafeţele frontale ale canalelor, iar de aici pe extradosul paletei vecine. Scurgerea secundară, atît în mod direct, cît şi prin scurgerile de compensare care au loc în canalele reţelei (pe extradosul paletelor în apropierea capetelor), duce la îngroşarea peste măsură a stratului limită (fig. 3). Această îngroşare a stratului limită contribuie la creşterea pierderilor în reţeaua de palete. Rezultatele încercărilor experimentale arată că valoarea pierderilor de capăt, pentru o familie de reţele compusă din palete de acelaşi profil şi cu o geometrie identică, cu excepţia înălţimii, nu depinde practic de înălţimea paletelor. Astfel, rezultă că ponderea pierderilor de capăt scade pe măsura creşterii înălţimii paletajului, adică pierderile relative scad sau randamentul creşte, aşa cum rezultă atît din figurile 1 şi 2, cît şi din curbele experimentale indicate în figurile 9 şi 10.

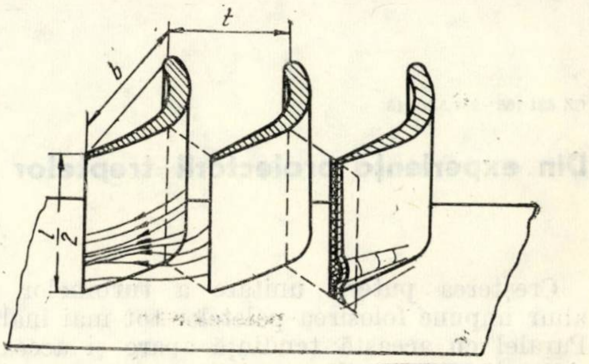


Fig. 3

Valoarea pierderilor de capăt depinde în mare măsură de gradul de întoarcere al fluxului agentului de lucru în canalele de scurgere. Intensificarea întoarcerii fluxului principal contribuie la creşterea corespunzătoare a coeficientului ζ_c al pierderilor de capăt. Acest lucru se explică prin crearea unui efect centrifugal mai puternic, ceea ce provoacă la rîndul lui şi o scurgere secundară mai intensă şi o îngroşare mai puternică a stratului limită în apropierea capetelor canalelor de scurgere.

Pentru aprecierea pierderilor de capăt [5] se recomandă folosirea formulei :

$$\zeta_c = (0{,}02\ldots0{,}03)\, k \frac{b}{l}, \qquad (2)$$

în care :

$k = 1 - \sin^2 \frac{\alpha_1}{\alpha_0}$, pentru reţelele de ajutaje ;

$k = 1 - \sin^2 \frac{\beta_2}{\beta_1}$, pentru reţelele active ;

α_0, α_1 este unghiul de intrare, respectiv unghiul de ieşire din reţeaua de ajutaje ;

β_1, β_2 — unghiul de intrare, respectiv unghiul de ieşire din reţeaua activă.

După cum se ştie profilele moderne de palete se caracterizează printr-o curbură care scade treptat către muchia de ieşire a profilului, iar profilele vechi se caracterizează printr-o porţiune cu o curbură constantă la intrare, urmată la ieşire de o porţiune rectilinie. Ţinînd seamă de influenţa hotărîtoare a curburii profilului asupra formării pierderilor de capăt, în cazul acestor profile vechi, cu toate că pierderile de profil ζ_{pr} au o valoare sporită, nu este exclus ca în cazul înălţimilor reduse coeficientul pierderilor totale ζ să aibă o valoare mai mică decît în cazul folosirii profilelor moderne. Acest lucru se datoreşte faptului că în porţiunea rectilinie a canalelor, din cauza lipsei curburii, respectiv a influenţei centrifuge, nu mai are loc intensificarea îngroşării amintite a stratului limită; prin urmare şi coeficientul pierderilor de capăt va avea o valoare incomparabil mai redusă, ceea ce este unicul motiv al existenţei coeficientului ζ mai redus în acest caz.

Încercările experimentale arată că atît pierderile de profil, cît şi pierderile de capăt depind direct de mărimea coardei profilului. Cu creşterea coardei profilului creşte şi suprafaţa profilului care vine în contact cu fluxul agentului de lucru, adică acea suprafaţă pe care se formează stratul limită. S-ar putea spune că creşte spaţiul parcurs de mediul de lucru. Este natural că prin creşterea lungimii canalului creşte şi grosimea stratului limită, aşa cum se vede şi din figura 4.

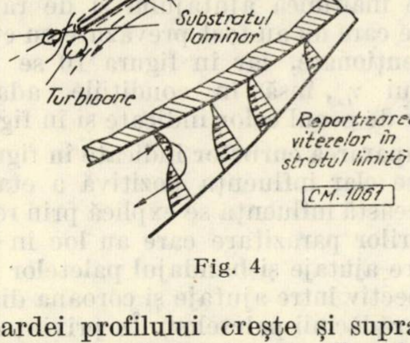


Fig. 4

Pentru reducerea pierderilor totale ζ, care de fapt înglobează două pierderi de aceeaşi natură, ca o măsură eficace este reducerea coardei profilelor, adică a lăţimii paletajului. În figura 5 se arată variaţia pierderilor ζ_c în funcţie de b/l pentru o reţea de palete directoare [11], de unde rezultă clar că îngustarea reţelei respective de la $b/l \approx 5$ la $b/l \approx 1$ contribuie la reducerea pierderilor de capăt de la circa 5,6% la circa 1,6%, ceea ce înseamnă o îmbunătăţire a randamentului cu circa 4%. Ţinînd seamă de avantajul dat de îngustarea reţelelor de palete relativ scurte, majoritatea firmelor constructoare de turbine cu abur au trecut la folosirea diafragmelor cu reţele înguste întărite cu nervuri de rigidizare (ceea ce este necesar din considerente de rezistenţă), la fel şi la îngustarea reţelelor de palete lucrătoare. În figura 6 se arată

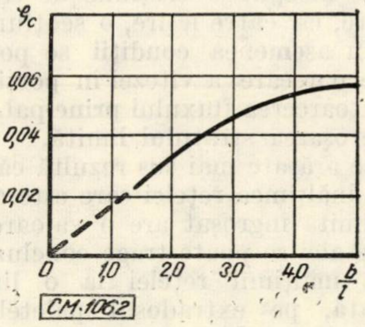


Fig. 5

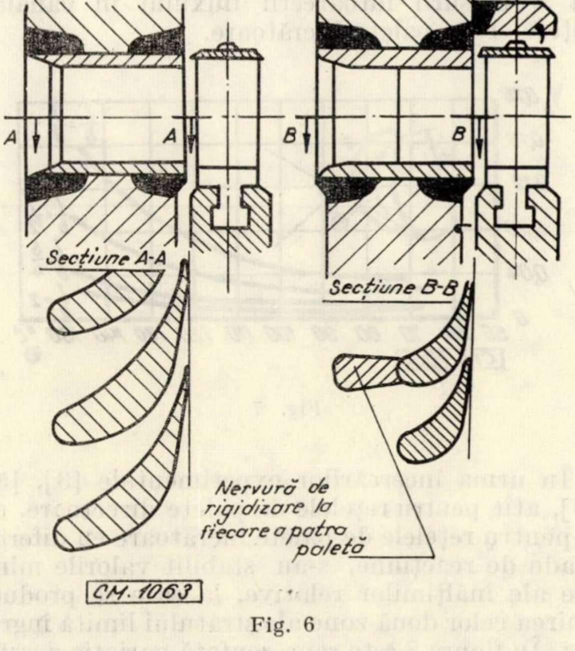


Fig. 6

tipul vechi și cel nou de rețele de palete fixe folosite de U.C.M. – Reșița în construcția turbinelor cu abur.

În privința paletelor lucrătoare este de remarcat faptul că, pentru obținerea pierderilor minime, este necesară formarea unor canale care pe parcursul scurgerii mediului de lucru să aibă la început o secțiune de trecere ușor crescătoare, iar către ieșire, o secțiune descrescătoare. În asemenea condiții se poate obține o scădere oarecare a vitezei în porțiunea unde are loc întoarcerea fluxului principal, moderînd astfel îngroșarea stratului limită.

Din cele arătate mai sus rezultă că acea porțiune din înălțimea rețelei care este ocupată de stratul limită îngroșat are o valoare independentă. De aici se poate trage concluzia că prin reducerea înălțimii rețelei la o limită bine determinată, pe extradosul paletelor se va produce unirea celor două zone îngroșate ale stratului limită. În asemenea condiții pierderile de capăt devin extrem de pronunțate, aprecierea lor fiind foarte dificilă. Pentru o apreciere oarecare a pierderilor de capăt pentru palete lucrătoare relativ scurte poate fi utilizată diagrama indicată în figura 7. Din această diagramă mai rezultă și influența susmenționată a măsurii întoarcerii fluxului în canalele rețelelor de palete lucrătoare.

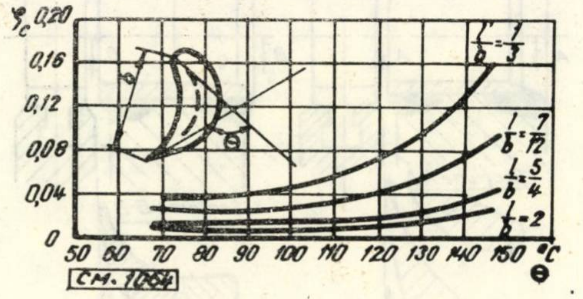


Fig. 7

În urma încercărilor experimentale [3], [5], [6], atît pentru rețelele de palete directoare, cît și pentru rețelele de palete lucrătoare cu diferite grade de reacțiune, s-au stabilit valorile minime ale înălțimilor relative, la care se produce unirea celor două zone ale stratului limită îngroșat. În figura 8 este reprezentată variația acestei înălțimi minime $\bar{l}_{mrn}$ în funcție de:

$$\Delta_{\bar{p}} = \frac{2\,\Delta_p}{\rho_2\, c_2^2}, \tag{3}$$

unde:

Δp este diferența de presiune a fluxului mediului de lucru pe rețea;

ρ_2 — densitatea mediului de lucru la ieșire din rețea;

c_2 — viteza absolută a mediului de lucru la ieșire din rețea.

În baza figurii 8 se poate stabili o expresie empirică pentru determinarea lui $\bar{l}_{min}$, după cum urmează:

$$\bar{l}_{min} = 1{,}42 - 0{,}94\ \Delta_{\bar{p}}.$$

Este de menționat faptul că încercările experimentale care au stat la baza stabilirii variației lui $\bar{l}_{min}$ s-au desfășurat în condițiile scurgerilor cu $M = 0{,}6\ldots0{,}7$.

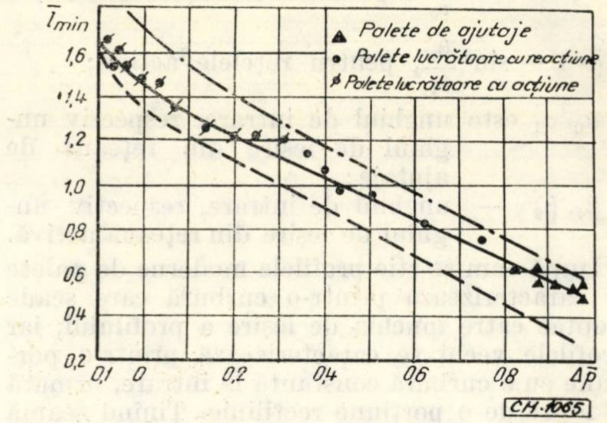


Fig. 8

Tot pe baza figurii 8 se poate deduce că înălțimile minime pentru diferite tipuri de rețele de palete vor avea următoarele limite aproximative:

pentru rețelele paletelor de ajutaje $\bar{l}_{min} \approx$ $\approx 0{,}4\ldots0{,}6$;

pentru rețelele paletelor lucrătoare cu reacțiune $\bar{l}_{imn} \approx 0{,}7\ldots1{,}2$;

pentru rețelele paletelor lucrătoare cu acțiune $\bar{l}_{min} \approx 1{,}4\ldots1{,}7$.

De aici rezultă că admiterea reacțiunii în treaptă are o influență pozitivă asupra reducerii pierderilor.

În treptele turbinelor cu abur cu palete relativ scurte, o importanță deosebită are etanșarea paletajului atît la nivelul bandajului paletelor, cît și la nivelul coardei discului, după cum rezultă din figura 6. În figura 9 se indică variația randamentului periferic η_u a unei familii de trepte compuse din palete de același profil, în funcție de înălțimea ajutajului și de raportul u/c_0, trepte care nu au fost prevăzute cu etanșările susmenționate, iar în figura 10 se indică variația lui η_u, însă în condițiile adaptării etanșărilor de genul celor indicate și în figura 6.

Din compararea curbelor indicate în figurile 9 și 10 reiese clar influența pozitivă a etanșării treptei. Această influență se explică prin reducerea scurgerilor parazitare care au loc în interstițiile între ajutaje și bandajul paletelor lucrătoare, respectiv între ajutaje și coroana discului (la nivelul rădăcinii paletelor). În privința acestori scurgeri parazitare este de menționat că în raport cu fluxul principal ele pot fi de două feluri. Primul fel de pierderi se referă la cazul cînd o cantitate din agentul de lucru părăseşte canalul principal prin interstiţiile susmenţionate. Această situaţie apare în cazul existenţei unui grad de reacţiune. Debitul de agent de lucru pierdut contribuie la scăderea randamentului. Al doilea fel de pierderi se referă la cazul în care o cantitate din agentul de lucru intră în canalul principal sau mai bine zis se amestecă cu fluxul principal prin interstiţiile respective. Introducerea acestor cantităţi de agent din „afară" are o influenţă negativă foarte pronunţată, deoarece pentru antrenarea, respectiv accelerarea lor se consumă o parte oarecare din energia cinetică a fluxului principal. Acest caz poate apare în treptele cu acţiune sau în treptele cu reacţiune negativă la nivelul rădăcinii paletelor. Din cele menţionate mai sus rezultă că folosirea treptelor cu acţiune pură nu este raţională.

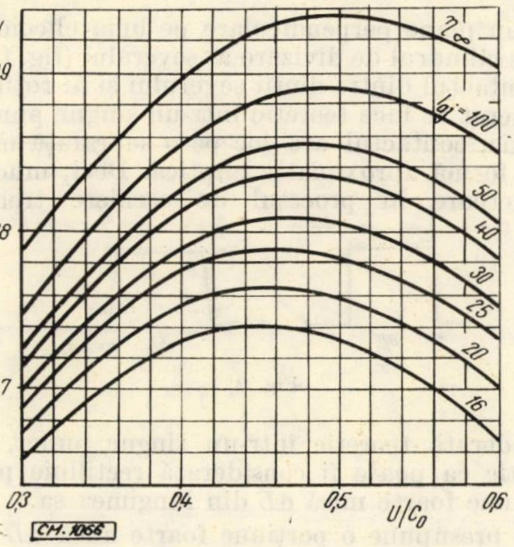


Fig. 9

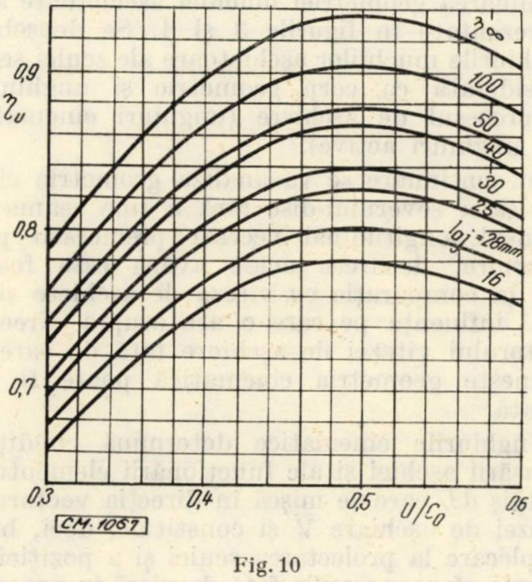


Fig. 10

Compararea curbelor de randament reprezentate în figurile 9 şi 10 arată că folosirea etanşării treptelor este tot mai utilă pe măsura scăderii înălţimii paletelor.

În concluzie se poate recomanda ca, la proiectarea treptelor de turbine cu palete relativ scurte, alegerea înălţimii paletelor să se facă în lumina verificării lungimii minime admisibile, să se realizeze lungimea relativă a paletelor pe seama îngustării reţelelor (pentru reţelele de palete lucrătoare să se realizeze canale cu secţiuni crescătoare-descrescătoare) şi să se aplice etanşarea treptei. Se mai recomandă alegerea unui astfel de grad de reacţiune care previne aspiraţia în fluxul principal al unui debit parazitar.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schnee, I. I.* Gazovîe turbinî. Moscova, Maşghiz, 1961.

[2] *Deici, M. E.* Tehniceskaia gazodinamika. Moscova—Leningrad, Gosenergoizdat, 1961.

[3] *Deici, M. E.* şi *Samoilovici, G. S.* Osnovî aerodinamiki osevîh turbomaşin. Moscova, Maşghiz, 1959.

[4] *Stepanov, G. I.* Gidrodinamika reşotok turbomaşin. Moscova, GIFML, 1962.

[5] *Deici, M. E* şi *Troianovski, B. M.* Issledovania i rasciotî stupenei osevîh turbin. Moscova, Maşghiz, 1964.

[6] *Gukasova, E. A.* ş.a. Aerodinamiceskoe soverşenstvovanie lopatocinîh apparatov parovîh i gazovîh turbin. Moscova—Leningrad, Gosenergoizdat, 1960.

[7] *Zalf, G. A.* şi *Zveaghinţev, V. V.* Teplovoi rasciot parovîh turbin. Moscova—Leningrad, Maşghiz, 1961.

[8] *Grecu, T.* Turbine cu abur. Bucureşti, Institutul politehnic Bucureşti, 1956.

[9] *Scegleaev, A. V.* Parovîe turbinî. Moscova. Gosenergoizdat, 1947.

[10] *Scegleaev, A. V.* Parovîe turbinî. Moscova. Gosenergoizdat, 1955.

[11] *Fedorov, M. E.*, *Pogorelov, I. I.* şi *Kusenko, V. A.* Eksperimentalnîie issledovania konţevîh poter v konfuzosnîh reşotkah i soplovîh segmentah diafragm parovoi turbinî. Trudî HPI, tom XXIV, 1957.

]12] *Zavadovski, V. M.* Osnovî proiektirovania protocinoi ceasti parovîh i gazovîh turbin. Moscova, Maşghiz, 1960.

CZ 621.911.4

Contribuţii la studiul geometriei constructive şi cinematice a şeverelor-disc

Spiru VELICU

Utilizarea din ce în ce mai mult a şeveruirii la prelucrarea de finisare a flancurilor dinţilor roţilor dinţate, în producţia de serie mare şi masă, impune o studiere mai atentă a fenomenelor ce influenţează procesul de şeveruire, pentru înlăturarea tendinţei des întîlnite de apreciere empirică simplistă a unor fenomene mai complexe, pentru abordarea cărora sînt necesare metode mai laborioase. Stabilirea unor relaţii matematice între mărimile constructive şi cinematice care influenţează geometria muchiilor aşchietoare este necesară pentru o cunoaştere profundă a modului cum acţionează muchiile aşchietoare în procesul de aşchiere. Astfel, se pot înţelege şi explica fenomenele legate de calitatea roţilor dinţate prelucrate prin şeveruire, productivitatea procesului şi durabilitatea şeverelor.

În continuare, se face o analiză a geometriei muchiilor aşchietoare ale şeverelor disc cel mai des utilizate, ţinînd seama de stadiul actual de tratare a acestui gen de probleme din teoria sculelor aşchietoare [1], precum şi de fenomenele specifice ce apar în cazul şeveruirii. Geometria muchiilor aşchietoare ale şeverelor este în general insuficient studiată pînă în prezent sau studiată în ipoteze simplificatoare [2] care conduc la rezultate aproximative.

Muchiile aşchietoare de pe profilul dinţilor şeverului sînt formate de caneluri situate în plane perpendiculare pe axa şeverului (fig. 1,*a*), sau în plane perpendiculare pe linia elicoidală de pe cilindrul de divizare (fig. 1, *b*). Canelurile pot avea formă dreptunghiulară sau trapezoidală care asigură o mai mare durabilitate a muchiilor, în general unghiul $\psi = 6°$ (fig. 2,*b*).

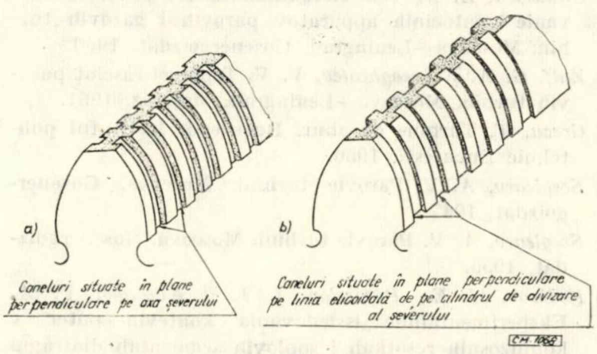

a)
b)
Caneluri situate în plane perpendiculare pe axa şeverului
Caneluri situate în plane perpendiculare pe linia elicoidală de pe cilindrul de divizare al şeverului
CH 1068

Fig. 1

Muchiile aşchietoare sînt curbilinii şi anume: după o evolventă în cazul canelurilor aflate în plane perpendiculare pe axa şeverului (fig. 1,*a*) şi după o evolventă deformată în cazul canelurilor din plane perpendiculare pe linia elicoidală de pe cilindrul de divizare al şeverului (fig. 1, *b*).

Contactul dintre dinţii şeverului şi ai roţii de prelucrat se face teoretic într-un singur punct; practic, contactul are loc pe o suprafaţă mică de o formă aproximativ eliptică. Deci, muchia aşchietoare în procesul de aşchiere trebuie considerată teoretic într-un singur punct, iar practic ea poate fi considerată rectilinie pe o porţiune foarte mică dL din lungimea sa.

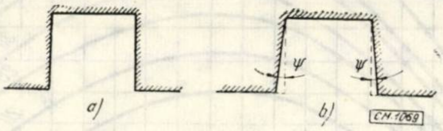


Fig. 2

Se presupune o porţiune foarte mică dL din muchia aşchietoare a şeverului (fig. 3 şi 4) care participă în fiecare moment la procesul de aşchiere. Datorită faptului că aşchiile tăiate la prelucrarea prin şeveruire sînt foarte mici, se va considera suprafaţa care se prelucrează ca suprafaţă prelucrată şi suprafaţă de aşchiere. Planele necesare în cazul acesta pentru determinarea geometriei muchiei aşchietoare sînt reprezentate în figurile 3 şi 4. Se deosebesc unghiurile muchiilor aşchietoare ale sculei şever considerată ca corp geometric şi unghiurile în procesul de aşchiere (unghiuri cinematice sau unghiuri active).

În continuare se va analiza geometria cinematică a şeverului-disc fără a ţine seama de avansul longitudinal necesar prelucrării prin şeveruire, deoarece acest avans este foarte mic în comparaţie cu viteza de aşchiere şi în final influenţa pe care o are asupra direcţiei vectorului vitezei de aşchiere faţă de care se defineşte geometria cinematică poate fi neglijată.

Unghiurile cinematice determină condiţiile detaşării aşchiei şi ale funcţionării elementului de tăiş dL care se mişcă în direcţia vectorului vitezei de aşchiare $\overline{V}$ şi constituie, deci, baza de plecare la proiectarea sculei şi a poziţiei ce trebuie să ocupe scula faţă de piesă în procesul de aşchiere.

În figurile 3 şi 4 s-a reprezentat un element din lungimea tăişului dL pentru caneluri situate în plane perpendiculare pe axa şeverului unde se deosebesc unghiuri de degajare pozitive pe o faţă a canelurilor şi unghiuri de degajare negative pe cealaltă faţă a canelurilor.

Tăişul dL mişcîndu-se în direcţia vectorului vitezei de aşchiere $\overline{V}$, un element de suprafaţă

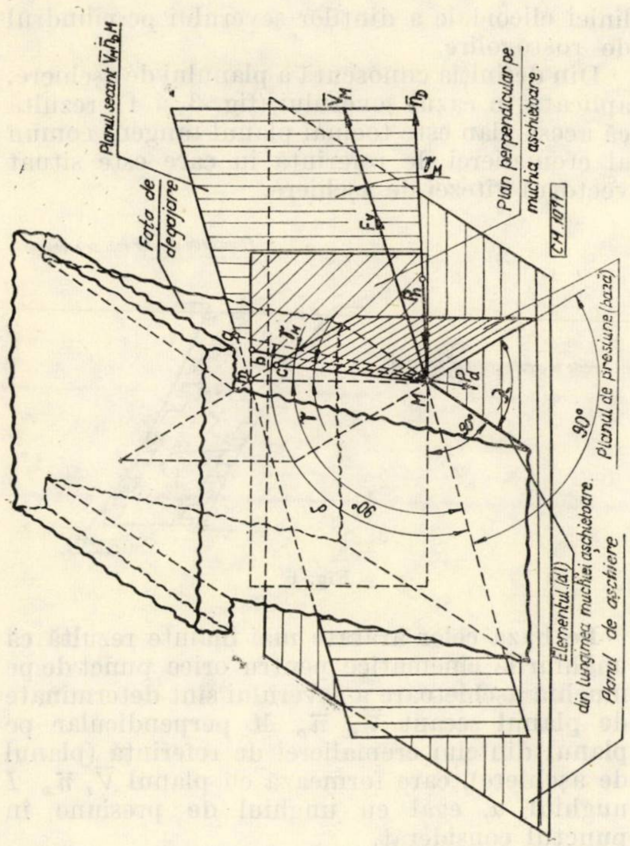

Planul secant $\overline{V}_M \overline{n}_D M$
Plan perpendicular pe muchia aşchietoare
Faţa de degajare
CM.1071
Planul de presiune (bază)
90°
Elementul (dl) din lungimea muchiei aşchietoare
Planul de aşchiere

Fig. 4

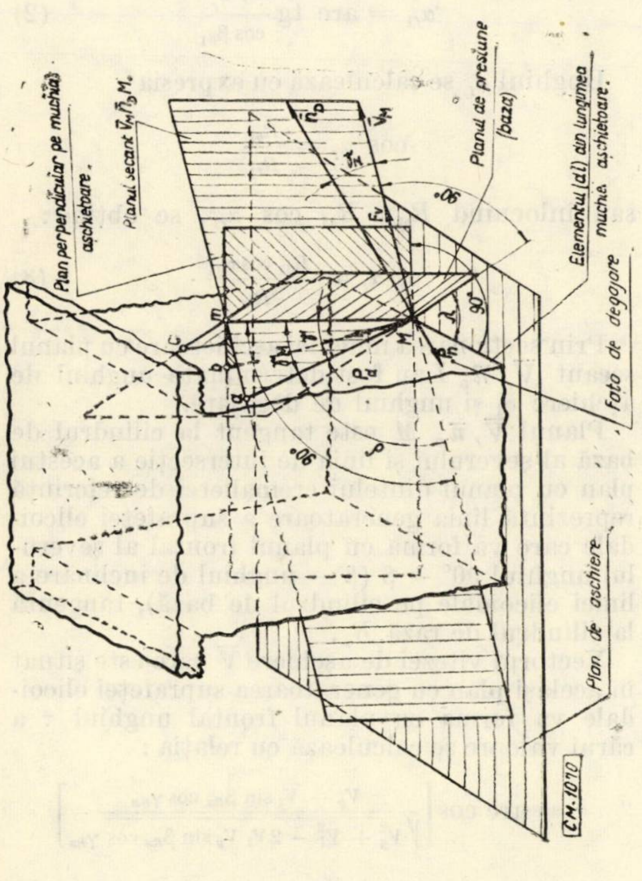

Plan perpendicular pe muchia aşchietoare
Planul secant $\overline{V}_M \overline{n}_D M$
Planul de presiune (bază)
Elementul (dl) din lungimea muchia aşchietoare
Faţa de degajare
Plan de aşchiere
CM.1070

Fig. 3

dS al feţei de degajare exercită pe elementul de volum dV al stratului de aşchiere din faţa lui, o apăsare continuă F_v, evident în direcţia vectorului V. Dacă faţă de degajare ar fi normală pe direcţia $\overline{V}$ a mişcării, ca planul denumit (fig. 3 şi 4) plan de presiune sau plan de bază cinematic, atunci forţa P_v, imprimată sculei, ar acţiona în întregime numai ca o forţă de compresiune pe suprafaţa de contact dintre elementul de aşchiere şi faţa de degajare (cazul unui unghi de degajare cinematic egal cu zero).

Pentru cazul cînd faţa de degajare nu este normală pe direcţia $\overline{V}$ (nu coincide cu planul de presiune) formînd cu acesta unghiul γ_M (fig. 3 şi 4), forţa P_v se descompune în $\overline{P}_n$ şi $\overline{P}_d$ ($\overline{P}_n$ forţă normală pe suprafaţa de degajare şi $\overline{P}_d$ forţa tangentă la suprafaţa de degajare). În acest caz, compresiunea pe faţa de contact va fi exercitată numai de către componenta $\overline{P}_n$, în timp ce componenta $\overline{P}_d$ va trebui să detaşeze elementul de aşchiere de-a lungul] feţei de degajare (cazul $\gamma_M > 0$) sau să producă o forţă de tasare a materialului (cazul $\gamma_M < 0$), înrăutăţind posibilităţile de alunecare a aşchiei, mai ales în situaţia şeveruirii cînd adîncimea de aşchiere este mică, de ordinul sutimilor de milimetru. Aceste condiţii de aşchiere, cu tăişuri bine ascuţite, asigură o calitate bună a suprafeţei, precum şi o ecruisare a stratului superficial datorită forţei $\overline{P}_d$, care îmbunătăţeşte durabilitatea flancurilor.

Prin variaţia unghiului de degajare se modifică, evident, parametrii compresiunii plastice a volumului elementar de aşchiere şi forţa $\overline{F}_v$ necesară între sculă şi aşchie. Deci, condiţiile de detaşare a aşchiei variază după cum unghiul γ_M (sau unghiul de aşchiere δ_M) dintre faţa de degajare şi direcţia vectorului $\overline{V}$ al mişcării capătă valori mai mari sau mai mici.

Pe baza celor expuse se deduce că adevăratele unghiuri ale tăişului, hotărîtoare pentru detaşarea aşchiei şi pentru durabilitatea tăişului, sînt unghiurile cinematice sau, cum au fost denumite mai recent, unghiurile active [1]. Unghiurile constructive şi cele pasive (de poziţie ale sculei pe maşină) sînt condiţionate de unghiurile cinematice care trebuie să satisfacă condiţiile unei bune aşchieri.

Aplicînd noţiunile şi definiţiile pentru toate sculele aşchietoare sculei şever, se precizează elemente cunoscute. Astfel unghiurile muchiei aşchietoare se măsoară în planul secant perpendicular pe proiecţia tăişului pe planul de bază cinematic (de presiune). Un asemenea plan secant este planul $\overline{V}_M\ \overline{n}_D\ M$.

Unghiul de degajare γ_1 este unghiul format de suprafaţa de degajare şi un plan perpendicular pe planul de aşchiere dus prin muchia aşchietoare. Acest plan nu s-a mai figurat în figurile 3 şi 4 pentru a nu complica desenul, fiind însă definit de: $\overline{M}_m$ dL M.

Unghiul de așezare α este unghiul format de suprafața de așezare și planul de așchiere la muchia tăietoare a șeverului. Pentru elemente de tăiș dL, $\alpha = 0$.

Unghiul de așchiere δ este unghiul format de suprafața de degajare și planul de așchiere.

Unghiul de ascuțire β este unghiul format de suprafața de degajare și de așezare. Din figurile 3 și 4 se deduce că unghiul de așchiere este egal cu unghiul de ascuțire adică $\delta = \beta$.

Unghiul de înclinare a muchiei așchietoare λ este unghiul cuprins între muchia așchietoare și linia dusă prin vîrful cuțitului paralelă la planul de presiune. S-a considerat drept vîrf al cuțitului punctul M, punct curent de pe muchia așchietoare, deoarece fiecare punct de pe lungimea tăișului este un vîrf, dat fiind contactul punctiform. Unghiul λ se măsoară în planul care trece prin muchia așchietoare perpendicular pe planul de bază cinematic. Se observă că un astfel de plan este planul de așchiere.

În figura 5 s-au considerat dinții unui șever cu canelurile situate în plane perpendiculare pe axa șeverului și punctul I al muchiei așchietoare de pe cilindrul de rostogolire al șeverului în care vectorul vitezei de așchiere $\overline{V}$ este perpendicular pe muchia așchietoare (pe planul frontal) în planul cremalierei de referință. Planul secant $\overline{V}_I$ n_D I este paralel cu axa șeverului în cazul canelurilor situate în plane perpendiculare pe axa șeverului (fig. 1,*a*), deoarece planul secant conține vectorul normal n_D la fața de degajare.

Planul $N-N$ este un plan normal pe planul cremalierei de referință, fiind reprezentat și în figurile 3, 4 ca un plan secant într-o poziție particularizată.

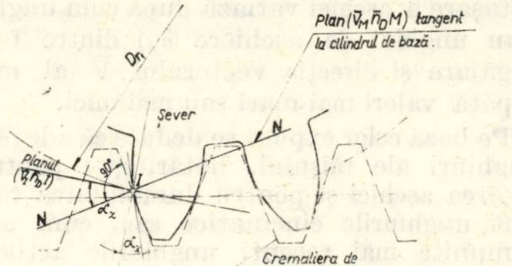


Fig. 5

Se observă că mărimea unghiului de așchiere depinde de unghiul de înclinare a liniei elicoidale a dinților șeverului.

Din figura 6 se deduce :

$$\delta_I = 90° \pm \gamma_I \tag{1}$$

unde $\gamma_I = \beta_{r1}$, în cazul canelurilor situate în plane perpendiculare pe axa șeverului.

Semnul plus se referă la unghiurile de așchiere $\delta > 90°$, iar semnul minus la unghiurile de așchiere $\delta < 90°$; β_{r1} este unghiul de înclinare a liniei elicoidale a dinților șeverului pe cilindrul de rostogolire.

Din definiția cunoscută a planului de așchiere, aplicată în cazul șeverului (fig. 3 și 4), rezultă că acest plan este tocmai planul tangent comun al cremalierei de referință în care este situat vectorul vitezei de așchiere.

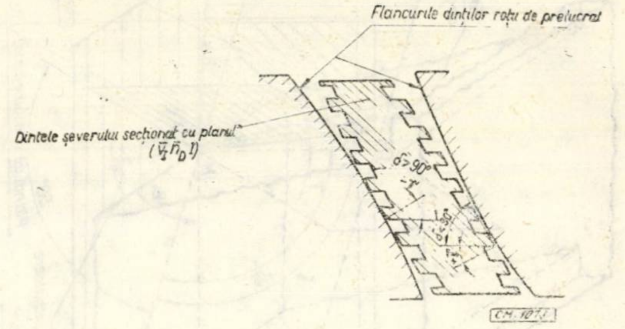

Flancurile dinților roții de prelucrat
Dintele șeverului secționat cu planul
($\bar{V}_I \bar{n}_D I$)
$\delta > 90°$
$\delta < 90°$
CM.1073

Fig. 6

Pe baza celor arătate mai înainte rezultă că unghiurile cinematice pentru orice punct de pe muchia așchietoare a șeverului sînt determinate de planul secant $\overline{V}_M$ $\overline{n}_D$ M perpendicular pe planul dintelui cremalierei de referință (planul de așchiere), care formează cu planul $\overline{V}_I$ $\overline{n}_D$ I unghiul α_I egal cu unghiul de presiune în punctul considerat.

Unghiul de angrenare în secțiunea frontală a șeverului este :

$$\alpha_{f1} = \text{arc tg} \frac{\text{tg } \alpha_r}{\cos \beta_{d1}} \tag{2}$$

Unghiul α_I se calculează cu expresia

$$\cos \alpha_I = \frac{R_{b1}}{R_{r1}}$$

sau înlocuind $R_{b1} = R_{d1} \cos \alpha_{f1}$, se obține :

$$\cos \alpha_I = \frac{R_{d1} \cos \alpha_{f1}}{R_{r1}}. \tag{3}$$

Prin secționarea muchiei așchietoare cu planul secant $\overline{V}_I$ $\overline{n}_D$ I au fost determinate unghiul de așchiere δ_I și unghiul de degajare.

Planul $\overline{V}_I$ $\overline{n}_D$ M este tangent la cilindrul de bază al șeverului și linia de intersecție a acestui plan cu planul dintelui cremalierei de referință reprezintă linia generatoare a suprafeței elicoidale care va forma cu planul frontal al șeverului unghiul 90° — β (β — unghiul de înclinare a liniei elicoidale pe cilindrul de bază), tangentă la cilindrul de rază R_x.

Vectorul vitezei de așchiere $\overline{V}$ care este situat în același plan cu generatoarea suprafeței elicoidale va forma cu planul frontal unghiul τ a cărui valoare se calculează cu relația :

$$\tau = \text{arc cos} \left[\frac{V_g - V_l \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_g^2 + V_l^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \right]$$

în care :

V_l este viteza de alunecare longitudinală a dinţilor (fig. 10) ;

V_g — viteza de alunecare a profilelor (fig. 10) ;

β_{Rx} — unghiul de înclinare a liniei elicoidale la raza R_x ;

γ_{Rx} — unghiul pe care îl face axa OX şi tangenta la profilul dintelui şeverului în fiecare punct situat la raza R_x.

În plus, mai apar următoarele relaţii :

$$V_l = \omega_1 R_{d1} \frac{\sin(\beta_{d1} + \beta_{d2})}{\cos \beta_{d2}};$$

$$V_g = (\omega_1 \cos^3 \beta_{d1} + \omega_2 \cos^3 \beta_{d2}) l$$

$$\gamma_{Rx} = \operatorname{arc\,tg} \frac{\cos(\varphi - \theta)}{\sin(\varphi + \theta)},$$

unde :

β_{d2} este unghiul de înclinare a liniei elicoidale a roţii de prelucrare pe cilindrul de divizare ;

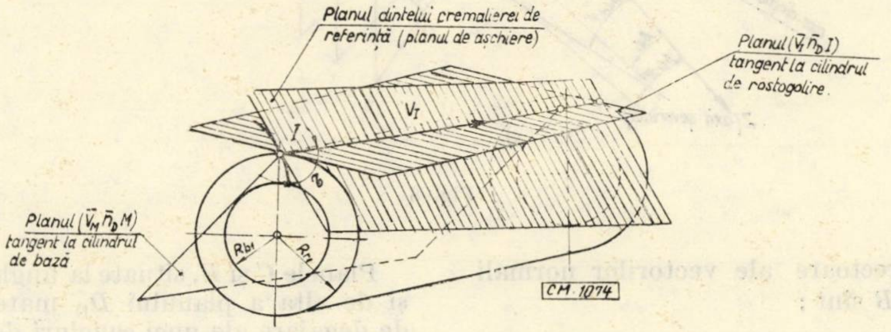
l — lungimea liniei de angrenare din polul angrenării la punctul considerat ;

$$\varphi = ev\ \alpha_{f1}$$

θ — unghiul de rostogolire, a cărui valoare este :

$$\theta = \sqrt{\frac{R_x^2}{R_{b_1}^2} - 1} - \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{R_x^2}{R_{b1}^2} - 1}.$$

Unghiul τ pe care-l face vectorul vitezei de aşchiere cu planul frontal sau cu planele canelurilor, adică cu feţele de degajare ale muchiilor şeverului, nu este egal cu 90° decît în punctele de contact de pe cilindrii de rostogolire ai şeverului şi roţii, măsurat în planul cremalierei de referinţă. Unghiul τ precizează mai sugestiv (fig. 7) poziţia vectorului vitezei de aşchiere faţă de cazul determinării direcţiei în sistemul de referinţă a şeverului (fig. 10). În figura 7 unghiul $\tau = 90°$; pentru un alt punct oarecare M ($\tau \neq 90°$), planul secant $\overline{V}_M\ \overline{n}_D\ M$ va defini unghiurile cinematice ale muchiilor aşchietoare.



Planul dintelui cremalierei de referinţă (planul de aşchiere)
Planul($\overline{V}_I \overline{n}_D I$) tangent la cilindrul de rostogolire.
V_I
I
τ_0
Planul($\overline{V}_M \overline{n}_D M$) tangent la cilindrul de bază
R_{b1}
R_{r1}
CM 1074

Fig. 7

Unghiurile cinematice sînt unghiurile de orientare a feţelor şi muchiilor tăietoare faţă de direcţia mişcării de aşchiere $\overline{V}$. Deci, pentru calculul lor trebuie să se cunoască, pe de o parte, orientarea feţelor şi muchiilor tăietoare, pe de altă parte orientarea vectorului mişcării $\overline{V}$ faţă de unul şi acelaşi sistem de referinţă, care a fost ales sistemul de referinţă a şeverului xyz (fig. 10) faţă de care a fost determinată orientarea vectorului vitezei de aşchiere ; în continuare se va determina orientarea feţelor şi muchiilor tăietoare ale sculei în poziţia de lucru pe maşina de şeveruit. Astfel, unghiurile cinematice se pot exprima cu ajutorul cosinusurilor directoare ale vectorului $\overline{V}$ şi ale vectorilor normali pe feţele aşchietoare, în raport cu sistemul de referinţă ales.

În figurile 8,*a* şi 8,*b* este reprezentat un dinte de şever cu caneluri dreptunghiulare, situate în plane perpendiculare pe axa şeverului, respectiv în plane perpendiculare pe linia elicoidală de pe cilindrul de divizare. Secţiunea canelurii poate fi trapezoidală şi în primul caz şi în al doilea caz.

În figura 8,*c* s-a raportat la sistemul de referinţă al şeverului xyz orientarea feţelor de degajare în cele patru cazuri posibile de executare a canelurilor.

Planul D_0 xoy reprezintă cele două feţe de degajare ale canelurii dreptunghiulare, din plane perpendiculare pe axa şeverului. Pentru deplasarea în sensul $+z$ la prelucrarea unui flanc şi către $-z$ la prelucrarea celuilalt flanc, cosinusurile directoare ale vectorilor normali sînt :

$$\begin{aligned} m_{D_0} &= 0; \quad n_{D_0} = 0; \quad p_{D_0} = 1; \rightarrow +z; \\ m_{D_0} &= 0; \quad n_{D_0} = 0; \quad p_{D_0} = -1; \rightarrow -z. \end{aligned} \qquad (5)$$

Planele A şi B, plasate la unghiul ψ, de o parte şi de alta a planului D_0, materializează feţele de dagajare ale unei caneluri de secţiune trapezoidală, reperată faţă de axa şeverului. Vectorul normal la faţa A n_A are sensul către $+z$, iar cel normal la faţa B n_B, către $-z$.

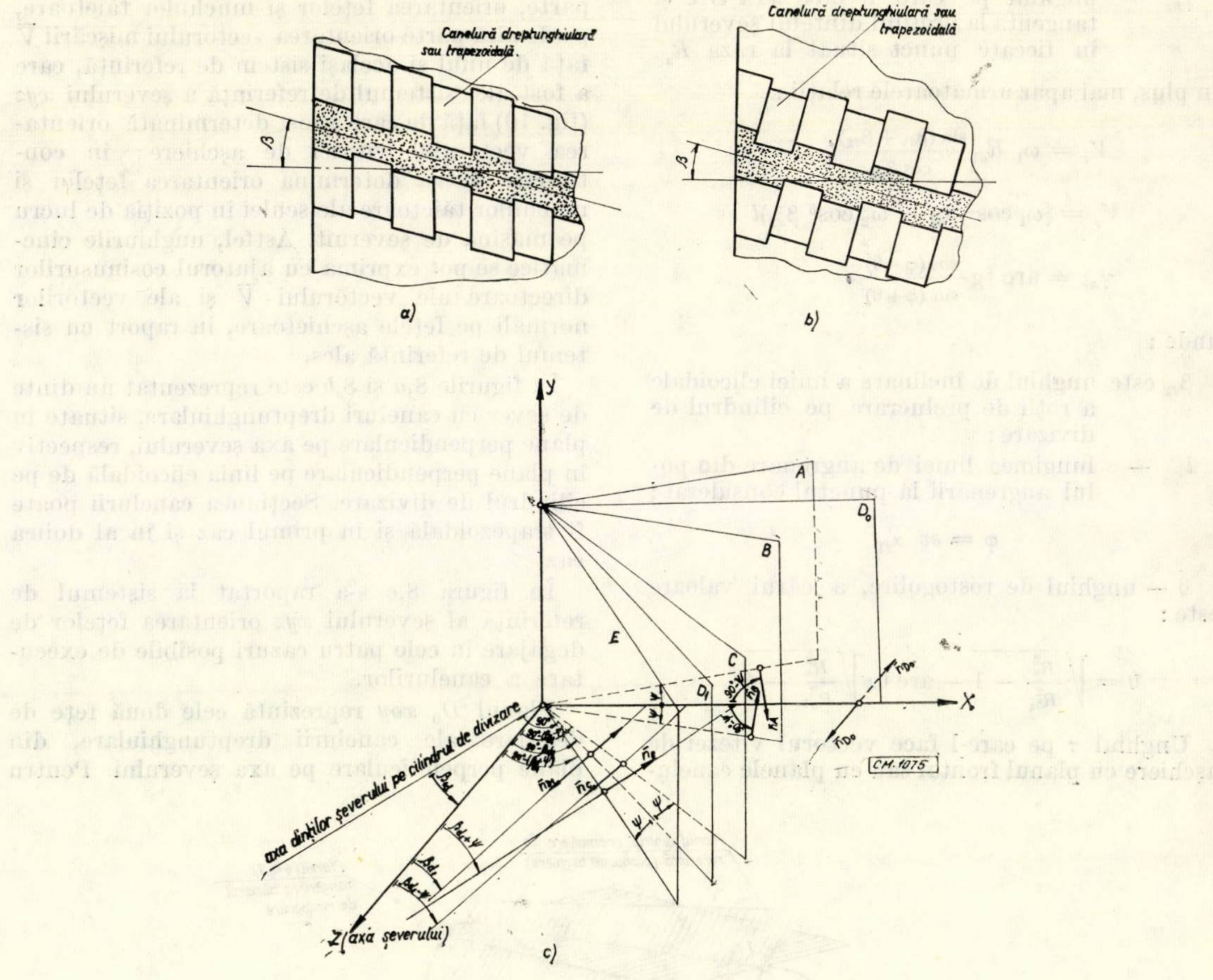

Canelură dreptunghiulară sau trapezoidală
a)
Canelură dreptunghiulară sau trapezoidală
b)
y
A
D_0
B
E
C
X
axa dinţilor şeverului pe cilindrul de divizare
Z (axa şeverului)
CM-1075
c)

Fig. 8

Cosinusurile directoare ale vectorilor normali la planele A şi B sînt :

$$m_A = \sin\psi ;\quad n_A = 0 ;\quad p_A = \cos\psi ;$$
$$m_B = \sin\psi ;\quad n_B = 0 ;\quad \beta_B = -\cos\psi. \tag{6}$$

Planul D_1 materializează cele două feţe ale unei caneluri dreptunghiulare, situate în plane perpendiculare pe linia elicoidală a dinţilor şeverului de pe cilindrul de divizare.

La deplasarea către $+z$ pentru prelucrarea unui flanc şi către $-z$ pentru prelucrarea celuilalt flanc, cosinusurile directoare ale normalelor sînt :

$$m_{D_1} = -\sin\beta_{d_1} ;\ n_{D_1} = 0 ;\ p_{D_1} = \cos\beta_{d_1} ;\ \rightarrow +z ;$$
$$m_{D_1} = \sin\beta_{d_1} ;\ n_{D_1} = 0 ;\ p_{D_1} = -\cos\beta_{d_1} ;\ \rightarrow -z. \tag{7}$$

Planele C şi E, situate la unghiul ψ de o parte şi de alta a planului D_1, materializează feţele de degajare ale unei caneluri de secţiune trapezoidală, reperată faţă de axa dintelui şeverului de pe cilindrul de divizare.

Vectorii normali la feţele de degajare C şi E pentru lucrul într-un sens, respectiv în celălalt sens, sînt definiţi de cosinusurile directoare astfel :

$$m_C = -\sin(\beta_{d_1} - \psi) ; n_C = 0 ; p_c = \cos(\beta_{d_1} - \psi) ;$$
$$m_E = \sin(\beta_{d_1} + \psi) ;\ n_E = 0 ;\ p_E = -\cos(\beta_{d_1} + \psi). \tag{8}$$

Orientarea vectorului mişcării de aşchiere (viteza de aşchiere $\overline{V}$) în sistemul de referinţă considerat (fig. 10) este dată de consinusurile directoare a căror valoare se determină cu următoarele relaţii :

$$m_v = \frac{-V_l \sin \beta_{Rx} + V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}};$$

$$n_v = \frac{V_q \sin \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}; \qquad (9)$$

$$p. = \frac{V_l \cos \beta_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}.$$

În orice punct de pe muchia aşchietoare unghiul de degajare cinematic γ_M are ca măsură unghiul format de normala la faţa de degajare n_D şi vectorul mişcării de aşchiere $\overline{V}$, care este normal pe planul de bază cinematic (fig. 3 şi 4), şi este conţinut în planul determinat de cele două normale şi punctul considerat de pe muchia aşchietoare. Deci, se poate scrie relaţia :

$$\cos \gamma_M = \overline{m}_v \overline{m}_D + \overline{n}_v \overline{n}_D + \overline{p}_v \overline{p}_D. \qquad (10)$$

Înlocuind în (10) relaţiile (9) şi (5), se obţine :

$$\gamma_{M(+z)} = \arccos \frac{V_l \cos \beta_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}};$$

$$\gamma_{M(-z)} = -\arccos \frac{V_l \cos \beta_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}. \qquad (11)$$

Relaţiile (11) dau valoarea unghiurilor de degajare la canelurile de secţiune dreptunghiulară situate în plane perpendiculare pe axa şeverului, pentru prelucrarea unui flanc prin deplasarea către $+z$, respectiv a celuilalt flanc prin deplasare către $-z$, în care caz unghiul de degajare cinematic are aceeaşi valoare însă cu semnul minus, fapt ce modifică condiţiile de aşchiere la prelucrarea acestui flanc.

Înlocuind în (10) relaţiile (9) şi (6), se obţine :

$$\gamma_{MA} = \arccos\left[\frac{-V_l \sin \beta_{Rx} + V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \sin \psi + \frac{V_l \cos \beta_{Rx} \cos \psi}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}\right]; \qquad (12)$$

$$\gamma_{MB} = \arccos\left[\frac{-V_l \sin \beta_{Rx} + V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \sin \psi - \frac{V_l \cos \beta_{Rx} \cos \psi}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}\right].$$

Cu ajutorul relaţiilor (12) se pot determina unghiurile de degajare cinematice pentru lucru într-un sens γ_{MA}, respectiv în celălalt sens γ_{MB} (la canelurile de secţiune trapezoidală reperate faţă de axa şeverului).

Înlocuind mai departe în (10) relaţiile (9) şi (7), în cazul canelurilor dreptunghiulare situate în plane perpendiculare pe axa dintelui şeverului de pe cilindrul de dirijare, se obţine :

$$\gamma_{M(+z)} = \arccos\left[\frac{V_l \sin \beta_{Rx} - V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \sin \beta_{d1} + \frac{V_l \cos \beta_{Rx} \cos B_{d1}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}\right];$$

$$\gamma_{M(-z)} = \arccos\left[\frac{-V_l \sin \beta_{Rx} + V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \sin \beta_{d1} - \frac{V_l \cos \beta_{Rx} \cos \beta_{d1}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}\right]. \qquad (13)$$

În final, pentru cazul al patrulea, prin înlocuirea în (10) a relaţiilor (9) şi (8), rezultă :

$$\gamma_{MC} = \arccos\left[\frac{V_l \sin \beta_{Rx} - V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \sin (\beta_{d1} - \psi) + \frac{V_l \cos \beta_{Rx} \cos (\beta_{d1} - \psi)}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}\right];$$

$$\gamma_{ME} = \arccos\left[\frac{-V_l \beta_{Rx} + V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \sin (\beta_{d1} + \psi) - \frac{V_l \cos \beta_{Rx} \cos (\beta_{d1} + \psi)}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}}\right]. \qquad (14)$$

Relaţiile (14) dau valorile unghiurilor de degajare cinematice ale feţelor C, respectiv E, ale canelurilor trapezoidale faţă de axa dinţilor şeverului de pe cilindrul de divizare.

În relaţiile (14), făcînd unghiul $\psi = 0$, se obţine relaţia (13) şi din relaţiile (12) se obţine relaţia (11).

În relaţiile (14), făcînd unghiul $\psi = 0$, se obţine relaţia (13) şi din relaţiile (12) se obţine relaţia (11).

Unghiul de aşchiere cinematic δ_M este unghiul format de planul de degajare cu direcţia vectorului $\overline{V}$ a mişcării din acel punct. El este situat în acelaşi plan cu unghiul de degajare şi este complementul acestuia, deci :

$$\sin \delta_M = \cos \gamma_M = \overline{m}_v \overline{m}_D + \overline{n}_v \overline{n}_D + \overline{p}_v \overline{p}_D. \qquad (15)$$

Din relaţia (15) rezultă că se poate calcula unghiul de aşchiere cinematic δ_M cunoscînd valorile pentru unghiul de degajare cinematic γ_M, astfel :

$$\delta_M = 90° - \gamma_M. \qquad (16)$$

Unghiul de aşezare cinematic α_M este unghiul format de planul tangent la faţa de aşezare în punctul considerat cu direcţia vectorului $\overline{V}$ din acel punct. El este egal cu complementul unghiului dintre vectorul $\overline{V}$ şi vectorul $\overline{N}_{A_0}$ normal pe planul tangent la faţa de aşezare şi este situat în planul celor doi vectori. Deci se poate exprima prin relaţia :

$$\sin \alpha_M = \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_M\right) = \overline{m}_v\,\overline{m}_{A_0} + \overline{n}_v\,\overline{n}_{A_0} + \\ + \overline{p}_v\,\overline{p}_{A_0}, \tag{17}$$

unde m_{A_0}, n_{A_0} şi p_{A_0} sînt consinusurile directoare în sistemul de referinţă xyz, ale vectorului N_{A_0} normal pe planul tangent la faţa de aşezare.

Muchiile aşchietoare ale şeverului nu au unghiuri de aşezare. Unghiurile de aşezare se formează în procesul de aşchiere din cauza contactului punctiform dintre suprafaţa dinţilor şeverului şi a dinţilor roţii. Deci, în jurul punctului de contact jocul variază într-un anumit fel, după cum variază direcţia vectorului vitezei de aşchiere.

În figura 6 se observă, prin secţionarea unui dinte de şever cu dinţii înclinaţi, care se află în acţiune între două flancuri de la o roată tot cu dinţi înclinaţi (cazul general), că mărimea jocului variază după o lege anumită dată de curbura dintelui şeverului şi a roţii de prelucrat, obţinută prin secţiunea făcută cu planul $\overline{V}_M\,\overline{n}_D\,M$. Unghiul de aşezare cinematic se măsoară în planul $\overline{V}_M\,\overline{N}_{A_0}\,M$, fiind adevăratul unghi funcţional, pentru că este unghiul cel mai mic dintre faţa de aşezare a tăişului şi suprafaţa de aşchiere de pe piesă şi pentru că în acest plan au loc fenomenele de contact şi de frecare dintre cele două suprafeţe, a sculei şi a piesei, în contact.

Pentru determinarea valorii unghiului de aşezare cinematic conform relaţiei (17) trebuie să se determine cosinusurile directoare ale vectorului normal pe suprafaţa elicoidului evolventic. Pentru aceasta se impune să se facă unele precizări privind definirea matematică a suprafeţelor elicoidale.

Astfel, o suprafaţă elicoidală cilindrică cu pasul constant este generată de o curbură care este supusă unei mişcări de rotaţie în jurul axei şi — totodată — unei mişcări de translaţie în lungul aceleiaşi axe, proporţională cu mărimea rotaţiei.

Ecuaţia suprafeţei elicoidale, a cărei axă este *Oz*, se poate obţine în baza definiţiei, adăugînd vectorul $\overline{hvk}$ la vectorul de poziţie al punctului curent *M* de pe curba caracteristică Γ (fig. 9).

În figura 9 s-au notat :

v — unghiul de rotaţie ;
h — constanta de proporţionalitate (parametrul mişcării de şurub), avînd valoarea : $h = \frac{dz}{dv} = \frac{P}{2\pi}$ şi reprezentînd translaţia Δz la rotirea $\Delta v = 1$ radian în mişcarea după elicea directoare de pas P (pasul fiind translaţia Δz corespunzătoare unei rotiri $\Delta v = 2\pi$ radiani) ;
xyz — sistemul de referinţă legat de şever ;
$x_0y_0z_0$ — sistemul de referinţă legat de elementul generator al suprafeţei elicoidale.

Ecuaţia vectorială a suprafeţei elicoidale raportată la sistemul xyz este :

$$\overline{r} = \overline{hvk} + \overline{r}_0. \tag{18}$$

În cazul de faţă curba Γ se află situată într-un plan normal pe axa suprafeţei elicoidale (axa şeverului) şi reprezintă o evolventă.

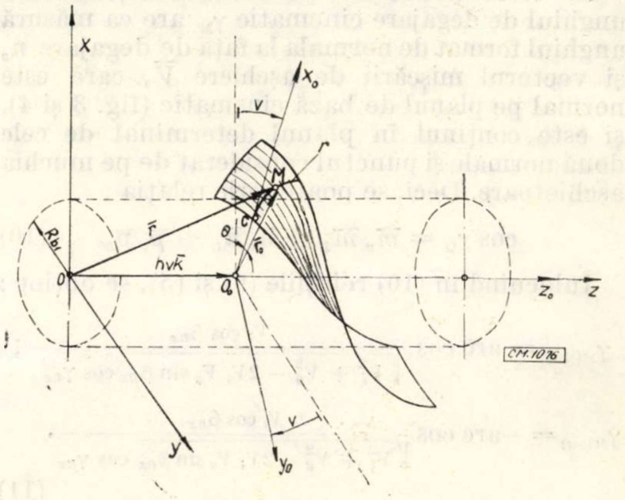


Fig. 9

Ecuaţiile scalare corespunzătoare ecuaţiei vectoriale (18) sînt :

$$\begin{aligned} x &= x_0 \cos v - y_0 \sin v ; \\ y &= y_0 \cos v + x_0 \sin v ; \\ z &= h\ v. \end{aligned} \tag{19}$$

Ecuaţia evolventei (curbei generatoare Γ) în sistemul $x_0y_0z_0$ este :

$$\left.\begin{aligned} x_0 &= R_{b_1} (\cos\theta + \theta \sin\theta) ; \\ y_0 &= R_{b_1} (\sin\theta - \theta \cos\theta). \end{aligned}\right\} \tag{20}$$

Înlocuind (20) în (19), se obţine :

$$\begin{aligned} x &= R_{b_1} (\cos\theta + \theta\sin\theta) \cos v - \\ &\quad - R_{b_1} (\sin\theta - \theta\cos\theta) \sin v ; \\ y &= R_{b_1} (\sin\theta - \theta\cos\theta) \cos v + \\ &\quad + R_{b_1} (\cos\theta + \theta\sin\theta) \sin v ; \\ z &= h\ v. \end{aligned} \tag{21}$$

Ecuaţiile (21) reprezintă suprafaţa elicoidală evolventică funcţie de doi parametri independenţi v şi θ.

Vectorul normal N_{A_0} este dat de produsul vectorial între vectorii tangenţi la suprafaţa elicoidală de pe cele două tipuri de curbe caracteristice $v =$ constant şi $\theta =$ constant, adică :

$$\overline{N}_{A_0} = \frac{\partial \overline{r}}{\partial v} \cdot \frac{\partial \overline{r}}{\partial \theta} = \begin{vmatrix} \overline{i} & \overline{j} & \overline{k} \\ \frac{\partial x}{\partial v} & \frac{\partial y}{\partial v} & \frac{\partial z}{\partial v} \\ \frac{\partial x}{\partial \theta} & \frac{\partial y}{\partial \theta} & \frac{\partial z}{\partial \theta} \end{vmatrix} . \qquad (22)$$

Aplicînd relaţiile (22) ecuaţiilor (21), rezultă :

$$\begin{aligned} N_{xA_0} &= - R_{b_1} \theta h \sin (\mathrm{v} + \theta) ; \\ N_{yA_0} &= R_{b_1} \theta h \cos (v + \theta) ; \qquad (23) \\ N_{zA_0} &= - R_1^2 \theta . \end{aligned}$$

Ecuaţiile (23) definesc proiecţiile vectorului normal pe axele sistemului *xyz*.

Cosinusurile directoare ale vectorului normal pe planul tangent în fiecare punct la suprafaţa de aşezare se calculează cu relaţiile :

$$m_{A_0} = \frac{N_{xA_0}}{N_{A_0}} ; \quad n_{A_0} = \frac{N_{yA_0}}{N_{A_0}} ; \quad p_{A_0} = \frac{N_{zA_0}}{N_{A_0}} . \qquad (24)$$

În plus, mai rezultă :

$$N_{A_0} = \sqrt{N_{xA_0}^2 + N_{yA_0}^2 + N_{yA_0}^2} = R_{b_1} \theta \sqrt{h^2 + R_{b_1}^2} . \qquad (25)$$

Înlocuind (25) şi (23) în (24), se obţine :

$$m_{A_0} = \frac{- h \sin (v + \theta)}{\sqrt{h^2 + R_{b_1}^2}} ; \quad n_{A_0} = \frac{h \cos (v + \theta)}{\sqrt{h^2 + R_{b_1}^2}} ;$$

$$p_{A_0} = \frac{- R_{b_1}}{\sqrt{h^2 + R_{b_1}^2}} . \qquad (26)$$

Înlocuind (26) şi (9) în (17), rezultă :

$$\begin{aligned} \alpha_M = \arcsin \Bigg[& \frac{V_l \sin \beta_{Rx} - V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_2^g - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \cdot \\ & \cdot \frac{h \sin (v + \theta)}{\sqrt{h^2 + R_{b_1}^2}} + \frac{V_g \sin \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \cdot \\ & \cdot \frac{h \cos (v + \theta)}{\sqrt{h^2 + R_{b_1}^2}} - \frac{V_l \cos \beta_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \cdot \\ & \cdot \frac{R_{b_1}}{\sqrt{h^2 + R_{b_1}^2}} \Bigg] . \qquad (27) \end{aligned}$$

Relaţia (27) dă valoarea unghiului de aşezare cinematic pentru orice punct de pe tăiş, corespunzător direcţiei vectorului vitezei de aşchiere.

Unghiul de înclinare cinematic al muchiei λ_M este unghiul format de tangenta la muchie în punctul considerat, pe planul de bază cinematic (fig. 3 şi 4) ; el este egal cu complementul unghiuîui dintre vectorul $\overline{V}$ şi tangenta la muchie şi este situat şi măsurat în planul celor doi vectori, respectiv în planul de aşchiere. Valoarea sa este dată de relaţia :

$$\sin \lambda_M = \cos \left(\frac{\pi}{2} - \lambda_M \right) = \overline{m}_v \overline{m}_T + \overline{n}_v \overline{n}_T + \overline{p}_v \overline{p}_T . \qquad (28)$$

Cosinusurile directoare ale tangentei la muchia aşchietoare exprimate în sistemul de referinţă al şeverului *xyz* (fig. 10) sînt :

$$m_T = - \cos \gamma_{Rx} ; n_T = \sin \gamma_{Rx} ; p_T = 0 . \qquad (29)$$

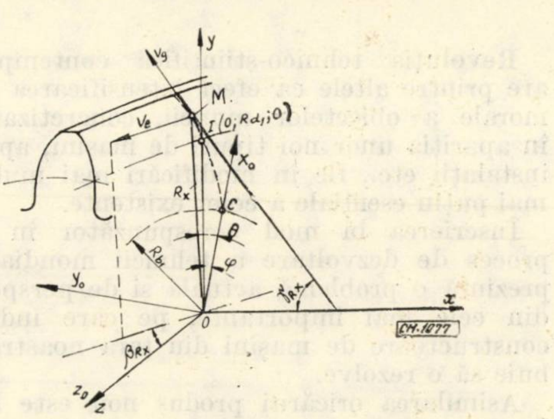


Fig. 10

Înlocuind în (9) şi (29) în (28), rezultă :

$$\begin{aligned} \lambda_M = \arcsin \Bigg[& \frac{V_l \sin \beta_{Rx} - V_g \cos \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \cos \gamma_{Rx} + \\ & + \frac{V_g \sin^2 \gamma_{Rx}}{\sqrt{V_l^2 + V_g^2 - 2 V_l V_g \sin \beta_{Rx} \cos \gamma_{Rx}}} \Bigg] . \qquad (30) \end{aligned}$$

Cu relaţia (30) se calculează valoarea unghiului de înclinare cinematic al muchiei în fiecare punct de pe tăiş.

Pe baza celor tratate în această lucrarea se pot trage următoarele concluzii :

— utilizarea şeveruirii la prelucrarea de finisare a danturii roţilor dinţate în producţia de serie mare şi masă impune o cunoaştere a fenomenelor ce influenţează procesul de şeveruire, dat fiind că precizia danturii este hotărîtoare în funcţionarea angrenajelor ;

— adevăratele unghiuri ale tăişurilor sînt unghiurile cinematice care hotărăsc calitatea roţilor prelucrate, durabilitatea şeverelor şi productivitatea ;

— cunoscînd valorile reale ale unghiurilor cinematice pentru un caz concret de prelucrare se poate preciza dacă se lucrează în regim optim sau în caz contrar ce modificări sînt necesare la geometria constructivă, la poziţia sculei sau la regimul de prelucrare pentru optimizarea prelucrării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
[2] Căi de mărire a productivităţii şi preciziei la prelucrarea roţilor dinţate (traducere din limba rusă), IDT, 1955.
[3] *Read, L. C.* Scule de danturat. În : Machinery 107, nr. 2760 şi 2762, oct. 1965, p. 752—757 şi 862—864 (Prelucrarea metalelor, nr. 9/1966, IDT).

CZ 631.91.001.13

Unele considerații privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe mașini-unelte

Aurel BRĂGARU

Revoluția tehnico-științifică contemporană are printre altele ca efect intensificarea uzurii morale a obiectelor muncii, concretizată fie în apariția unor noi tipuri de mașini, aparate, instalații etc., fie în modificări mai mult sau mai puțin esențiale a celor existente.

Înscrierea în mod corespunzător în acest proces de dezvoltare a tehnicii mondiale reprezintă o problemă actuală și de perspectivă din cele mai importante, pe care industria constructoare de mașini din țara noastră trebuie să o rezolve.

Asimilarea oricărui produs nou este legată de pregătirea tehnologică a fabricației, în cadrul căreia echiparea cu SDV-uri reprezintă o problemă majoră. Pregătirea fabricației se realizează într-un anumit interval de timp și cu cheltuirea unor mijloace materiale. Intensificarea uzurii morale afectează direct etapa pregătirii tehnologice a fabricației. Pentru a fi mereu la un nivel ridicat în fabricația unui anumit produs, este absolut necesar ca pregătirea fabricației să aibă capacitatea de a fi realizată în termen și cu cheltuieli minime. Rezultă deci că pentru pregătirea tehnologică a fabricației apar cerințe de organizare științifică, de operativitate în toate etapele și fazele acesteia, cu efecte economice directe asupra fabricației produsului respectiv.

Considerînd problema echipării cu SDV-uri și în speță problema dispozitivelor de lucru la prelucrările pe mașini-unelte, se conturează ca o necesitate de prim ordin determinarea de forme și mijloace pentru ca această echipare să se realizeze la un înalt nivel tehnic, în condiții de eficiență economică maximă și cu o caracteristică de adaptabilitate rapidă la modificările ce au loc. Se subliniază că timpul necesar pentru dotarea cu SDV-uri reprezintă circa 60–70% din timpul total al pregătirii tehnologice a fabricației.

Scopul dispozitivelor de lucru la prelucrările pe mașini-unelte este de a așeza și fixa piesa în procesul prelucrării. Privind dispozitivul ca o parte componentă a sistemului tehnologic elastic mașină-unealtă — dispozitiv — piesa ce se prelucrează — scula cu care se prelucrează, se poate constata că diversitatea mașinilor-unelte și a pieselor ce se prelucrează, cum și varietatea acționărilor folosite, au condus la crearea unei foarte mari diversități de dispozitive de lucru, de la cele mai simple șabloane sau dornuri pînă la ansambluri mecanizate și automatizate.

Diversificarea dispozitivelor nu a dat posibilitatea studierii acestora sub o formă unitară nici din punct de vedere constructiv, nici din punct de vedere funcțional și, într-un anumit sens, se poate afirma că diversificarea a frînat elaborarea unei teorii unitare în domeniul dispozitivelor.

La aceasta a contribuit și ideea — justificată pentru o anumită etapă, dar ridicată de multe ori la rang de principiu — potrivit căreia, în domeniul proiectării dispozitivelor, imaginația și puterea de concepție a proiectantului sînt factori determinanți. Fără a subaprecia rolul practicii îndelungate în proiectarea dispozitivelor, în actualul stadiu de dezvoltare a tehnicii mondiale, al sarcinilor din ce în ce mai numeroase și mai complexe pentru industria constructoare de mașini, nu se poate lega proiectarea unor dispozitive raționale de aplicarea principiului amintit. Metodologia științifică de proiectare însușită la cursurile de specialitate, adîncită și consolidată prin aplicarea ei în practică, trebuie să constituie principiul de bază pentru proiectarea dispozitivelor în noua etapă de dezvoltare a economiei noastre.

Procesul de diversificare a dispozitivelor va continua însă și, în paralel cu acesta, trebuie să se creeze și să se dezvolte o teorie unitară care să sintetizeze elementul comun diferitelor tipuri de dispozitive și potrivit căreia proiectarea dispozitivelor să se așeze pe baze științifice în toate etapele ei.

Lucrarea de față reprezintă din acest punct de vedere o încercare de punere a problemei și de rezolvare a unei prime etape din metodologia științifică de proiectare — etapa schemelor de bazare și fixare.

Dispozitivele de lucru pentru prelucrările pe mașini-unelte. Piesele ce se prelucrează în dispozitivele destinate mașinilor-unelte pot avea cele mai variate forme, în funcție, în primul rînd, de rolul acestora în ansamblurile din care fac parte. Ele sînt corpuri solide limitate de una sau mai multe suprafețe, în general distincte. Cu cît piesa este mai complicată ca formă, cu atît numărul și diversitatea suprafețelor este mai mare. Formele suprafețelor componente se încadrează în majoritatea cazurilor în forme geometrice cunoscute, plane, cilindrice, conice, sferice, elicoidale etc., existînd însă și cazuri de suprafețe oarecare, complexe. Suprafețele componente ale unei piese se pot prezenta deci sub diferite forme din punct de vedere geometric și sub diferite aspecte din punct de vedere tehnologic (precizie dimensională, rugozitate).

Bazarea piesei într-un dispozitiv de lucru la prelucrarea pe mașini-unelte înseamnă orientarea piesei respective cu suprafața de prelucrat în raport cu traiectoria tăișului principal al sculei. Practic, se realizează bazarea prin aducerea în contact a anumitor suprafețe componente ale pieselor de prelucrat cu elemente ale dispozitivului, în scopul legării unui număr de grade de libertate. Cum pe piesă se găsesc suprafețe diferite din punct de vedere al formei, dimensiunilor, preciziei și rugozității, înseamnă că pentru aceeași operație (temă de proiectare) există, în general, posibilitatea proiectării unui număr mai mic sau mai mare de dispozitive (variante). Dintre toate variantele posibile proiectantul trebuie să aleagă una sigură pe care să o realizeze sub forma desenului de ansamblu și a celor de execuție. Varianta aleasă trebuie să îndeplinească în principal două condiții:

— să garanteze obținerea prescripțiilor tehnice impuse prin desenul de execuție pentru suprafața prelucrată (precizie dimensională, poziție reciprocă, rugozitate);

— să permită realizarea prelucrării în condiții de maximă eficiență economică (preț de cost minim și productivitate maximă). Dispozitivul care îndeplinește aceste două condiții reprezintă dispozitivul rațional pentru operația considerată. În plus, în anumite situații, dispozitivul rațional trebuie să fie astfel conceput încît să permită adaptarea rapidă la prelucrarea altor piese asemănătoare ca formă, dar cu dimensiuni modificate, sau de forme diferite, dar înrudite tehnologic (dispozitive de grup, dispozitive din elemente demontabile).

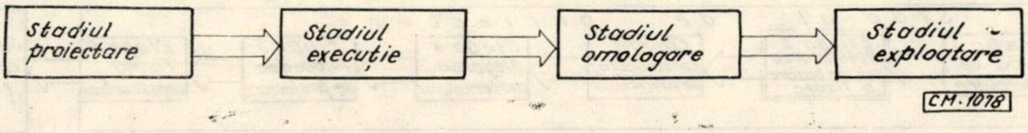


Fig. 1

Obținerea dispozitivului rațional pentru o anumită prelucrare (temă dată) reprezintă obiectivul pe care trebuie să-l urmărească orice metodă de proiectare.

Metodologia actuală de proiectare a dispozitivelor. În general, orice dispozitiv, pentru a ajunge în stadiul de exploatare trece, pornind de la tema de proiectare, prin stadiile de proiectare, execuție și omologare. În schema din figura 1 sînt prezentate aceste stadii.

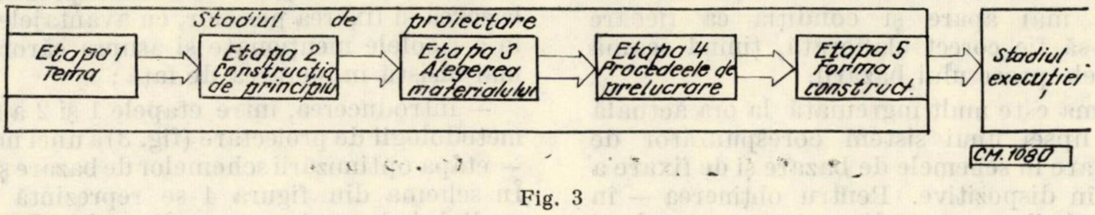

Stadiul de proiectare
Etapa 1 Tema
Etapa 2 Construcția de principiu
Etapa 3 Alegerea materialului
Etapa 4 Procedeele de prelucrare
Etapa 5 Forma construct.
Stadiul execuției
CM.1080

Fig. 3

Considerînd numai stadiul de proiectare, se va trece în revistă planul metodic de lucru (metodologia de proiectare) în desfășurarea planificată a activității de proiectare a dispozitivelor.

Factorii principali de care depinde alegerea unei variante de proiectare a unui dispozitiv sînt: modul de funcționare *MF*, materialele elementelor componente *M*, procedeele de fabricație a elementelor componente *PF*, forma constructivă a elementelor componente *FC* și prețul de cost *PC*.

Factorii enumerați nu sînt independenți unii de alții; ei nu pot fi priviți izolați la stabilirea unei variante de proiectare. Chiar pentru proiectarea unui dispozitiv simplu, este evident că factorii de care trebuie să se țină seamă se găsesc într-o interdependență (fig. 2). Astfel, forma constructivă are influență asupra alegerii materialelor și a modului de funcționare. La rîndul lor, materialele pot fi alese ținînd seamă de modul de funcționare, de formele constructive ale elementelor componente și de procedeele de fabricație.

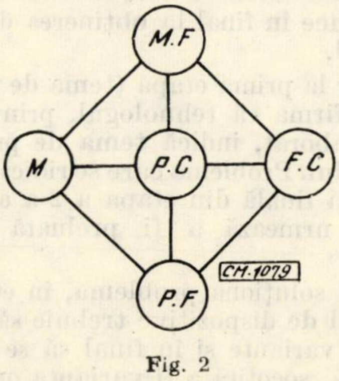


Fig. 2

Formele constructive pot fi determinate în primul rînd de modul de funcționare, ținînd seamă simultan de materiale și de procedeele de fabricație. Dată fiind condiționarea, interdependența acestor factori, este necesar să se stabilească cea mai favorabilă succesiune de tratare a lor.

Experiența a dovedit că în stadiul de proiectare este bine să se abordeze studierea factorilor pe etape, în ordinea indicată în schema din figura 3. În etapa a 5-a, etapa finală din stadiul de proiectare, trebuie să fie realizat sub formă de proiect (desen de ansamblu și de execuție a elementelor componente) dispozitivul rațional. Lucrul acesta este posibil numai dacă, în toate etapele, soluțiile adoptate sînt cele optime. Abaterea de la acest principiu pentru o anumită etapă are o influență mai mică asupra etapelor inferioare și mai mare asupra etapelor superioare. În actuala metodologie de proiectare apare clară concluzia că trebuie să se acorde o atenție deosebită etapei a 2-a (construcția de principiu), deoarece rezolvarea necorespunzătoare a acesteia are repercusiuni din cele mai serioase asupra celorlalte etape și nu va duce în final la obținerea dispozitivului rațional.

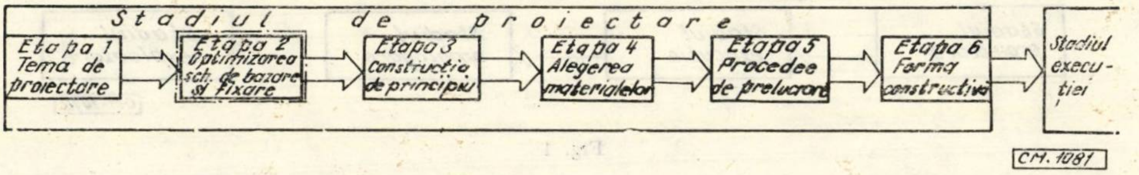

Stadiul de proiectare
Etapa 1 Tema de proiectare
Etapa 2 Optimizarea sch. de bazare și fixare
Etapa 3 Construcția de principiu
Etapa 4 Alegerea materialelor
Etapa 5 Procedee de prelucrare
Etapa 6 Forma constructivă
Stadiul execuției
CM. 1081

Fig. 4

Referitor la prima etapă (tema de proiectare) se poate afirma că tehnologul, prin planul de operații elaborat, indică tema de proiectare a dispozitivului. Problema care se ridică este aceea dacă soluția finală din etapa a 2-a este soluția optimă ce urmează a fi preluată de etapa a 3-a.

Pentru a soluționa problema, în etapa a 2-a proiectantul de dispozitive trebuie să elaboreze mai multe variante și în final să se rezume la una singură, socotită a fi varianta optimă. Variantele posibile trebuie să fie concret redate sub forma unor schițe, reprezentînd construcțiile de principiu. O construcție de principiu, oricît de sumar ar fi redată, presupune schița piesei în vederile și secțiunile necesare și a elementelor de dispozitiv (bazare și fixare). Lăsînd la o parte inconvenientele legate de elaborarea unui număr mai mare de asemenea variante, mai apare și condiția ca fiecare variantă să fie corect elaborată, ținînd seamă de cerințele procesului bazării.

Problema este mult îngreuiată la ora actuală datorită lipsei unui sistem corespunzător de reprezentare în schemele de bazare și de fixare a pieselor în dispozitive. Pentru obținerea — în aceste condiții — a unor dispozitive raționale și pentru echiparea proceselor tehnologice cu dispozitive corespunzătoare, proiectarea se bazează — în cele mai multe cazuri — pe imaginația și puterea de concepție a proiectanților ca elemente determinante.

Din punct de vedere teoretic, la o temă dată de tehnolog (proiectarea unui dispozitiv pentru o anumită operație), soluțiile posibile există, au o existență teoretică. Trebuie ca proiectantul de dispozitive să depisteze din aceste soluții teoretice soluția optimă. Soluțiile posibile nu sînt însă concretizate în schițe, de aceea „a vedea'' soluția optimă este o problemă de mare pricepere, experiență îndelungată, putere de concepție. Problema alegerii soluției optime ar fi mult ușurată dacă pentru tema dată ar exista, sub forma de scheme de bazare sau schițe de principiu simbolizate, variantele posibile. În acest caz în metodologia de proiectare ar interveni o modificare esențială; „a vedea soluția'' s-ar transforma în „a alege soluția optimă''.

Principalul neajuns al actualei metodologii de proiectare a dispozitivelor constă în neluarea în considerare, în prima fază a proiectării, a unui număr cît mai mare de variante, iar aceasta se leagă direct de inexistența în practica proiectării unui sistem de reprezentare eficient a schemelor de bazare și fixare. În lucrările [7] și [8] s-a arătat importanța simbolizării în reprezentarea schemelor de bazare și fixare și s-au dat indicații asupra unui sistem de reprezentare eficient.

Punctele de vedere noi privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru. Pornind de la definiția generală a bazării, de la posibilitatea ca pentru o temă de proiectare dată să se proiecteze mai multe dispozitive, de la necesitatea alegerii din variantele posibile a variantei optime — în general — de la neajunsurile semnalate, se consideră necesare următoarele intervenții în actuala metodologie de proiectare:

— adoptarea prin normă departamentală sau standard a noului sistem de reprezentare în bazarea și fixarea pieselor, cu avantajele expuse în articolele menționate și asupra cărora nu se mai insistă în lucrarea de față;

— introducerea, între etapele 1 și 2 a actualei metodologii de proiectare (fig. 3) a unei noi etape, — etapa optimizării schemelor de bazare și fixare. În schema din figura 4 se reprezintă etapele stadiului de proiectare a dispozitivelor, ținînd seamă de propunerea făcută.

Rezultatul final al activității de proiectare în etapa a 2-a va fi schema de bazare și fixare optimă SBF—O, care va sta la baza proiectării dispozitivului rațional DR.

Sînt unanim recunoscute astăzi importanţa şi avantajele optimizării. Determinarea şi alegerea dintr-o multitudine de variante a acelei variante care să asigure realizarea unui dispozitiv raţional, optim, a devenit o cerinţă de prim ordin şi pentru proiectarea dispozitivelor în cadrul pregătirii tehnologice a fabricaţiei. Trebuie ca realizările rutiniere, cît şi cele bazate pe intuiţie sau logică subiectivă să facă loc rezolvărilor bazate pe criterii obiective. Cu alte cuvinte, trebuie ca şi în proiectarea dispozitivelor propoziţia „a vedea soluţia" să fie înlocuită cu propoziţia „a alege soluţia optimă".

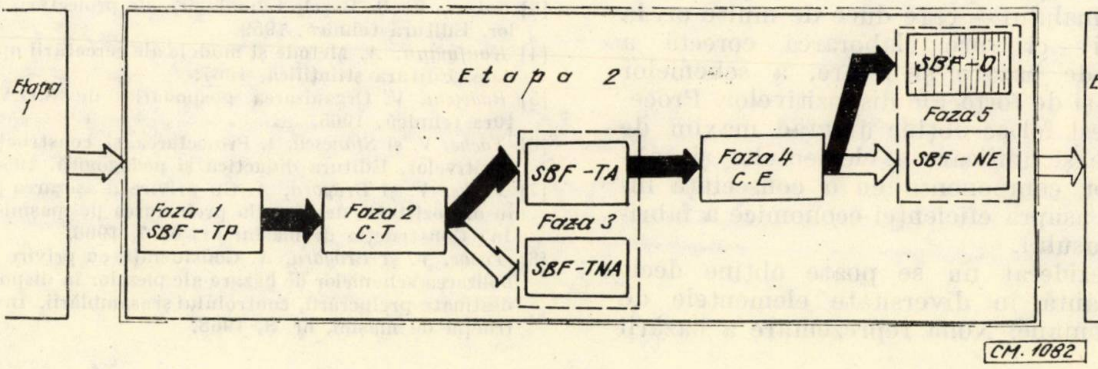


Fig. 5

Optimizarea schemelor de bazare şi fixare (obţinerea SBF—O, etapa a 2-a a metodologiei de proiectare propusă) se va realiza în anumite faze, într-o anumită succesiune raţională (fig. 5). În continuare se dau cîteva indicaţii asupra activităţii de proiectare în fiecare fază.

Astfel, faza întîi constă în elaborarea schemelor de bazare şi fixare tehnic posibile SBF—TP, pentru o temă dată, condiţie de bază pentru selectarea schemelor. Elaborarea SBF—TP poate fi făcută pe baza metodei concepute de autor, bazată pe elemente tehnice şi tehnologice cunoscute în faza schemelor de bazare şi fixare (se consideră, în continuare, n scheme).

Faza a doua constă în determinarea prin calcul a unui criteriu tehnic CT de selectare a celor n (SEF—TP), criteriu concretizat în inegalitatea $\varepsilon b_r \leqslant \varepsilon b_a$, în care εb_r reprezintă eroarea de bazare reală a fiecărei scheme de bazare şi fixare tehnic posibile, iar εb_a, eroarea de bazare admisibilă pentru o anumită condiţie impusă schemelor.

În cadrul fazei a treia se face selectarea celor n (SBF—TP) în două grupe: grupa SBF—TA — schemele de bazare şi fixare tehnic acceptabile în număr de $n - k$ şi grupa (SBF—TNA) — schemele de bazare şi fixare tehnic neacceptabile în număr de k. Dintre acestea cele din grupa (SBF—TA) satisfac condiţiile impuse schemelor.

Faza a patra constă în stabilirea unui criteriu economic CE de selectare a schemelor de bazare şi fixare tehnic acceptabile SBF-TA.

Faza a cincea constă în selectarea celor $(n-k)$ SBF—TA, îndepărtînd cele p scheme de bazare şi fixare neeconomice SBF—NE şi obţinînd schema de bazare şi fixare optimă SBF—O.

Schema de bazare şi fixare optimă (rezultată în etapa a doua) stă la baza ridicării schiţei de principiu a dispozitivului în etapa a treia a stadiului de proiectare (fig. 4).

O altă intervenţie constă în organizarea unor cursuri de specializare la nivelul centrelor industriale, centralelor industriale (ramura construcţiei de maşini) sau în cadrul lectoratelor tehnice ale municipiilor, în care să se expună pe larg noul sistem de simbolizare şi metodologia optimizării schemelor de bazare şi fixare a pieselor la prelucrările în dispozitive.

Etapa a doua din stadiul de proiectare (optimizarea schemelor de bazare şi fixare) trebuie să cadă în sarcina tehnologilor ce elaborează planurile de operaţii, trebuind ca pe aceste planuri să indice schema de bazare şi fixare optimă, deoarece aceştia au la dispoziţie toate elementele de bază pentru analiza ştiinţifică a schemelor. Activitatea proiectantului de dispozitive trebuie să înceapă de la datele iniţiale înscrise pe planul de operaţii.

Concluzii. Şi în domeniul dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe maşini-unelte s-au făcut paşi însemnaţi, fie în ceea ce priveşte proiectarea şi construcţia unor elemente de dispozitive, fie în ceea ce priveşte acţionarea dispozitivelor, mecanizarea şi automatizarea lor.

Marea diversitate de dispozitive impusă de diversitatea maşinilor-unelte, a pieselor ce se prelucrează şi a acţionărilor folosite, reclamă la ora actuală analiza cinematică şi constructivă a diferitelor tipuri de dispozitive pentru găsirea elementelor comune, determinante pentru precizie şi economicitatea respectivelor dispozitive.

Analizînd dispozitive cu aceeaşi destinaţie se constată că, de cele mai multe ori, individualizarea lor nu are nici un fel de justificare, în afară, doar, de tendinţa proiectanţilor de a prezenta o soluţie originală. Că proiectantul de dispozitive trebuie să aibă putere de creaţie este unanim recunoscut şi se subliniază acest lucru ca foarte important, însă, în acelaşi timp, se subliniază că această putere de creaţie nu trebuie să fie orientată către căutarea cu orice preţ a originalului — care duce de multe ori la improvizări — ci spre elaborarea corectă a schemelor de bazare şi fixare, a schemelor cinematice şi de forţă ale dispozitivelor. Procedînd în acest fel se obţine un grad maxim de normalizare şi unificare a elementelor şi subasamblărilor componente cu o consecinţă indiscutabilă asupra eficienţei economice a fabricaţiei produsului.

Acest deziderat nu se poate obţine decît dacă se caută în diversitate elementele de înrudire, comune. Noua reprezentare a bazării şi fixării pieselor, introducerea în metodologia de proiectare a etapei schemelor de bazare şi fixare, precum şi celelalte propuneri prezentate în lucrare satisfac din punctul de vedere considerat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşini-unelte. Editura tehnică, 1966.

[2] *Bucşa, I.* şi *Cristofor, N.* Îndrumătorul tehnicianului proiectant de maşini şi utilaje. Editura tehnică, 1967.

[3] *Gokun, V. B.* Bazele tehnologice ale proiectării maşinilor. Editura tehnică, 1959.

[4] *Kaufmann, A.* Metode şi modele ale cercetării operaţionale. Editura ştiinţifică, 1967.

[5] *Radeţchi, V.* Organizarea gospodăriei de S.D.V. Editura tehnică, 1965.

[6] *Tache, V.* şi *Stănescu, I.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[7] *Tache, V.* şi *Brăgaru, A.* Cu privire la aşezarea pieselor în dispozitivele de lucru la prelucrarea pe maşini-unelte. În : Construcţia de maşini nr. 6—7, 1966.

[8] *Tache, V.* şi *Brăgaru, A.* Consideraţii cu privire la simbolizarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele destinate prelucrării, controlului şi asamblării. În : Construcţia de maşini, nr. 3, 1968.

CZ 621.882 : 66.045.1.539.4

Contribuţii la calculul de rezistenţă al îmbinărilor prin mandrinare ale schimbătoarelor de căldură

Dr. ing. Alecsandru PAVEL

Îmbinarea prin mandrinare (fig. 1) este tipul de asamblare nedemontabilă folosit pe scară largă în construcţia de utilaje pentru industria petrolieră prelucrătoare, chimică, petrochimică, energetică etc., care — în cazul schimbătoarelor de căldură — are ca scop realizarea unei legături etanşe şi rezistente între ţevile fasciculelor tubulare şi plăcile tubulare ale acestora.

Metodele de calcul la rezistenţă elaborate pînă în prezent pentru îmbinările prin mandrinare pot fi grupate, în general, astfel :

— metode bazate în principal pe date experimentale acumulate de-a lungul unei perioade îndelungate de realizări empirice ; aceste metode, cunoscute [7] şi folosite pe scară largă în prezent în practica de proiectare, nu sînt — în majoritatea lor — suficient de bine fundamentate din punct de vedere teoretic ;

— metode analitice, bazate pe particularizări ale teoriei elasticităţii [1], [2] sau ale teoriei plasticităţii — problema plană [3], [4], [5], [6]; aceste metode, numai parţial şi în cazuri cu totul particulare verificate experimental sau în practica de proiectare, sînt foarte complicate şi — din această cauză — au un domeniu extrem de restrîns de aplicare şi de valabilitate practică.

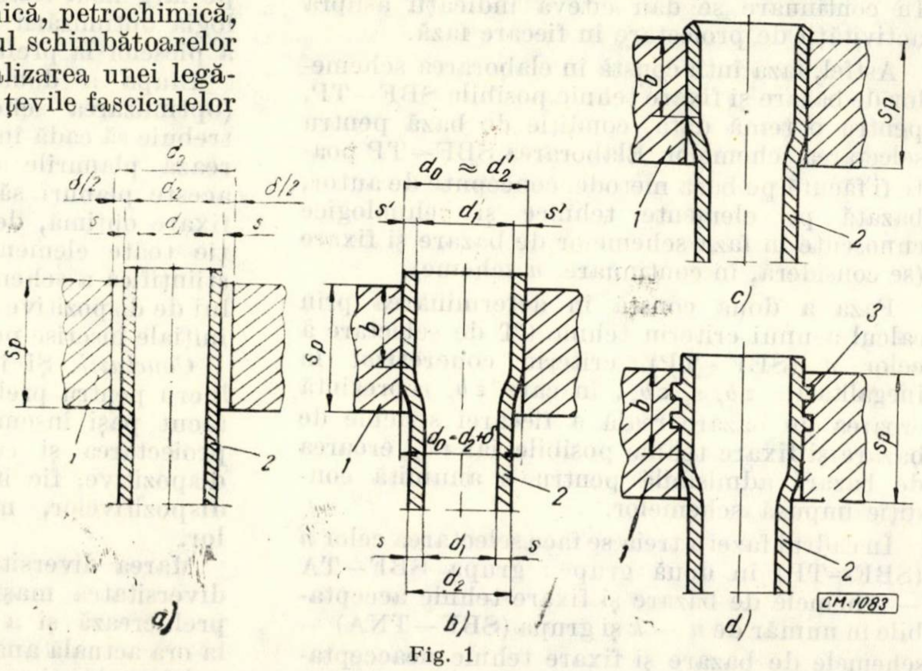


Fig. 1

În ţara noastră problema calculului îmbinărilor prin mandrinare nu a fost abordată pînă de curînd, deşi ponderea lor este foarte mare în construcţia de utilaje tehnologice pentru industria petrolieră prelucrătoare, chimică, petrochimică, energetică etc., iar dificultăţile tehnologice ridicate de cerinţele calitative impuse acestor îmbinări sînt, nu rareori, foarte mari.

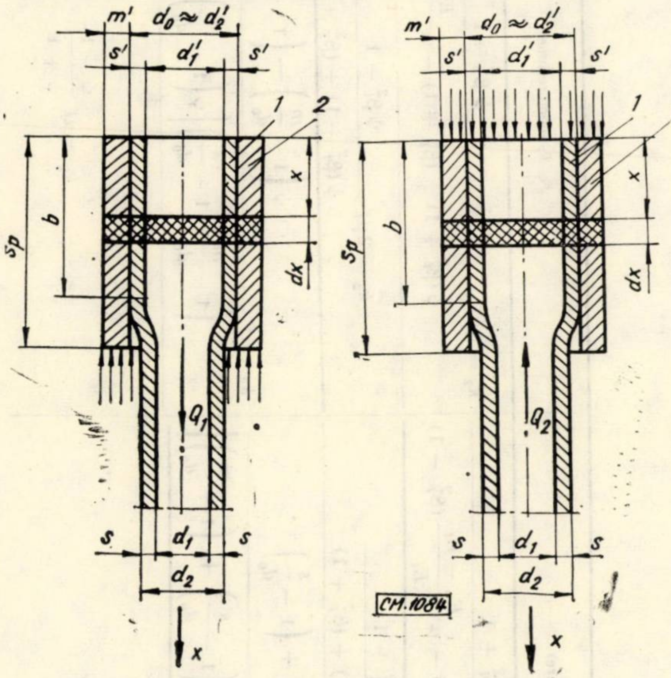

m'
d₀ ≈ d₂'
s'
d₁'
s'
1
2
x
b
sp
dx
q₁
s
d₁
s
d₂
x
m'
d₀ ≈ d₂'
s'
d₁'
s'
1
2
x
b
sp
dx
q₂
s
d₁
s
d₂
CM.1084
x

Fig. 2

În continuare, se vor prezenta cîteva din principalele rezultate pe care le poate pune la dispoziţie proiectantului şi constructorului o nouă metodă analitică de calcul la rezistenţă a îmbinărilor prin mandrinare lisă, solicitate axial la întindere (fig. 2a) sau compresiune (fig. 2b) elaborată de către autor, pentru cazul schimbătoarelor de căldură destinate diferitelor ramuri ale activităţii industriale.

Elaborarea acestei noi metode analitice s-a realizat în cadrul unor ipoteze de calcul prezentate în continuare.

1. Îmbinarea prin mandrinare lisă dintre ţevi şi placa tubulară a fost considerată ca fiind o îmbinare prin frecare între două piese tubulare (fig. 3), piesa tubulară exterioară — decupată din placa tubulară — avînd (din motive de rigiditate la mandrinare) grosimea minimă:

$$m' = \frac{m}{2} \geqslant 3 \text{ mm.} \qquad (1)$$

2. În exploatare, după încheierea operaţiilor de mandrinare şi punerea sub sarcină a îmbinărilor prin mandrinare, s-a considerat că modul de lucru al celor două elemente ale îm-

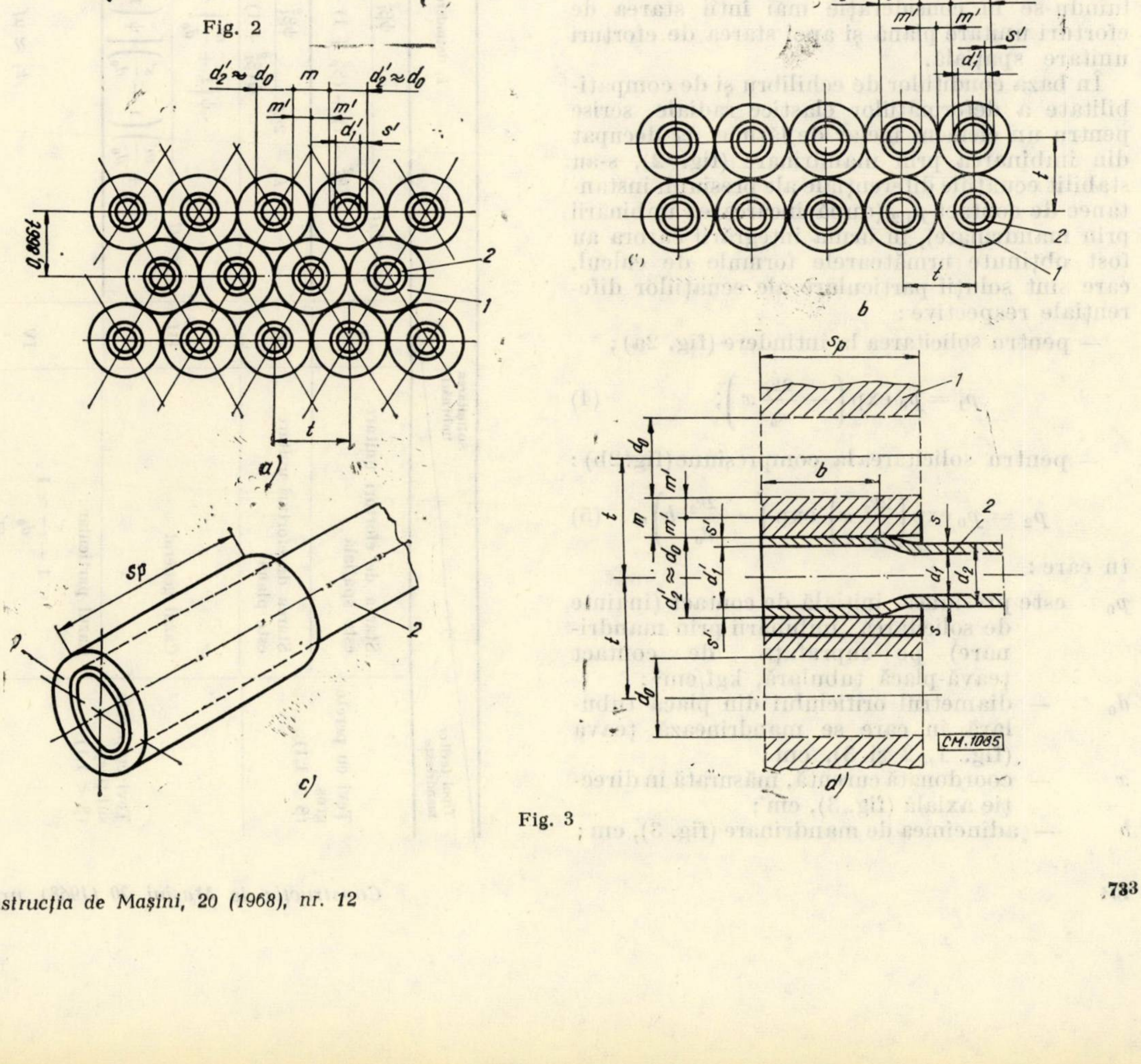

d₂' ≈ d₀
m
d₂' ≈ d₀
m'
m'
d₁'
s'
0,866t
2
1
t
a)
sp
1
2
c)
d₂' ≈ d₀
d₂' ≈ d₀
m'
m'
s'
d₁'
t
2
1
c)
b
sp
1
d₀
b
2
m'
m
t
s'
d₂' ≈ d₀
d₁'
d₁
d₂
s
t
s'
d₀
CM.1085
d)

Fig. 3

binării — ţeavă şi placă tubulară — corespunde unui sistem elastic; dacă se are în vedere că între limita de curgere a materialului ţevilor σ_{ct} şi limita de curgere a materialului plăcilor tubulare σ_{cp} trebuie să existe corelaţia:

$$\sigma_{ct} < \sigma_{cp}, \tag{2}$$

rezultă că efortul unitar efectiv σ_{ef} trebuie să îndeplinească condiţia:

$$\sigma_{ef} < \sigma_{ct} < \sigma_{cp}. \tag{3}$$

3. S-a considerat că ţevile sînt suficient de rigide, astfel că este exclusă posibilitatea pierderii stabilităţii echilibrului elastic sau plastic nici în direcţie radială, nici în direcţie axială.

4. Avîndu-se în vedere grosimea curentă a plăcilor tubulare, s-a apreciat de asemenea că plăcile tubulare sînt infinit rigide.

5. Eforturile unitare (axiale) din ţevi σ_t şi plăci σ_p au fost considerate uniform distribuite pe grosimea s', respectiv m' şi egale cu valorile lor maxime.

6. Separat, s-a studiat solicitarea axială la întindere (fig. 2a; indice 1) şi solicitarea axială la compresiune (fig. 2b; indice 2); studiul a fost realizat — pentru fiecare caz în parte — considerînd atît mandrinarea ţevilor cu perete subţire ($\beta < 1{,}1$), cît şi mandrinarea ţevilor cu perete gros ($\beta \geqslant 1{,}1$), în acest din urmă caz luîndu-se în consideraţie mai întîi starea de eforturi unitare plană şi apoi starea de eforturi unitare spaţială.

În baza condiţiilor de echilibru şi de compatibilitate a deformaţiilor elastice radiale, scrise pentru un element inelar de lăţime dx decupat din îmbinarea prin mandrinare (fig. 2), s-au stabilit ecuaţiile diferenţiale ale presiunii instantanee de contact $p_{1,2}$ (după încărcarea îmbinării prin mandrinare), în urma integrării cărora au fost obţinute următoarele formule de calcul, care sînt soluţii particulare ale ecuaţiilor diferenţiale respective:

— pentru solicitarea la întindere (fig. 2a);

$$p_1 = p_0 \exp\left(-\frac{2k_1}{d_0}x\right); \tag{4}$$

— pentru solicitarea la compresiune (fig. 2b):

$$p_2 = p_0 \exp\left(\frac{2k_2}{d_0}x\right) \exp\left(-\frac{2k_2}{d_0}b\right), \tag{5}$$

în care:

p_0 este presiunea iniţială de contact (înainte de solicitarea îmbinării prin mandrinare) pe suprafaţa de contact ţeavă-placă tubulară, kgf/cm²;

d_0 — diametrul orificiului din placa tubulară în care se mandrinează ţeava (fig. 1, 2 şi 3), cm;

x — coordonată curentă, măsurată în direcţie axială (fig. 3), cm;

b — adîncimea de mandrinare (fig. 3), cm;

Tabela 1

Tipul ţevilor mandrinate	Solicitarea îmbinării		k_1 (întindere)	k_2 (compresiune)
Ţevi cu perete gros ($\beta \geqslant 1{,}1$)	Starea de eforturi unitare este spaţială	I	$k_1 = 2\mu f \dfrac{\psi\beta_t^2 + 1}{\psi(\beta_t^2 + 1) + (\beta_p^2 + 1) - \mu\dfrac{E_p - E_t}{E_t}(\beta_p^2 - 1)}$	$k_2 = 2\mu f \dfrac{\psi\,\beta_t^2 - 1}{\psi(\beta_t^2 + 1) + (\beta_p^2 + 1) - \mu\dfrac{E_p - E_t}{E_t}(\beta_p^2 - 1)}$
	Starea de eforturi unitare este plană	II	$k_1 = 2\mu f \dfrac{\psi\beta_t^2 + 1}{\psi(\beta_t^2 + 1) + (\beta_p^2 + 1)}$	$k_2 = 2\mu f \dfrac{\psi\,\beta_t^2 - 1}{\psi(\beta_t^2 + 1) + (\beta_p^2 + 1)}$
Ţevi cu perete subţire ($\beta < 1{,}1$)	Cazul general	III	$k_1 = \mu f \dfrac{\psi\left(1 + \dfrac{m'}{d_0}\right) + \left(1 - \dfrac{s'}{d_0}\right)}{\left(1 + \dfrac{m'}{d_0}\right)\left(1 - \dfrac{s'}{d_0}\right)\left[\psi\left(1 - \dfrac{s'}{d_0}\right) + \left(1 + \dfrac{m'}{d_0}\right)\right]}$	$k_2 = \mu f \dfrac{\psi\left(1 + \dfrac{m'}{d_0}\right) - \left(1 - \dfrac{s'}{d_0}\right)}{\left(1 + \dfrac{m'}{d_0}\right)\left(1 - \dfrac{s'}{d_0}\right)\left[\psi\left(1 - \dfrac{s'}{d_0}\right) + \left(1 + \dfrac{m'}{d_0}\right)\right]}$
	Cazul particular: $1 - \dfrac{s'}{d_0} \approx 1$ $1 + \dfrac{m'}{d_0} \approx 1$	IV	$k_1 \approx \mu f$	$k_2 \approx \mu f \dfrac{\psi - 1}{\psi + 1}$

k_1, k_2 — coeficienţi depinzînd de dimensiunile şi proprietăţile elastice ale elementelor îmbinate prin mandrinare; formulele de calcul ale acestor coeficienţi sînt date în tabelele 1 şi 2, în funcţie de tipul ţevilor mandrinate şi de natura solicitării.

Indiferent de tipul ţevilor mandrinate, se poate demonstra cu uşurinţă că forţa de smulgere (prin tragere pentru solicitarea la întindere şi prin împingere pentru solicitarea la compresiune) din îmbinarea prin mandrinare este:

$$Q_{1,2} = \pi d_0 f \int_0^b p_{1,2}\, dx, \qquad (6)$$

Tabela 2

Mărimile / Tipul ţevilor mandrinate	μ, β_t, β_p, E_p, E_t, ψ	Observaţii
Ţevi cu perete gros ($\beta \geqslant 1{,}1$)	$\beta_t = \dfrac{1}{1 - \dfrac{2s'}{d_0}}$; $\beta_p = 1 + \dfrac{2m'}{d_0}$; $\psi = \dfrac{E_p(\beta_p^2 - 1)}{E_t(\beta_t^2 - 1)}$ pentru $E_p \neq E_t$; $\psi = \dfrac{\beta_p^2 - 1}{\beta_t^2 - 1}$ pentru $E_p = E_t$.	μ — coeficientul lui Poisson; E_p, E_t — module de elasticitate longitudinale pentru materialul plăcii tubulare şi, respectiv, al ţevilor; ψ — maleabilitatea relativă a ţevii; $\beta = \dfrac{d_2}{d_1}$;
Ţevi cu perete subţire ($\beta < 1{,}1$)	$\psi = \dfrac{m'}{s'}\dfrac{E_p}{E_t}$ pentru $E_p \neq E_t$; $\psi = \dfrac{m'}{s'}$ pentru $E_p = E_t$.	d_2, d_1 — diametrele exterior şi interior ale ţevii înainte de mandrinare; s' — grosimea peretelui ţevii după mandrinare; $m' = \dfrac{m}{2} \geqslant 3$ mm.

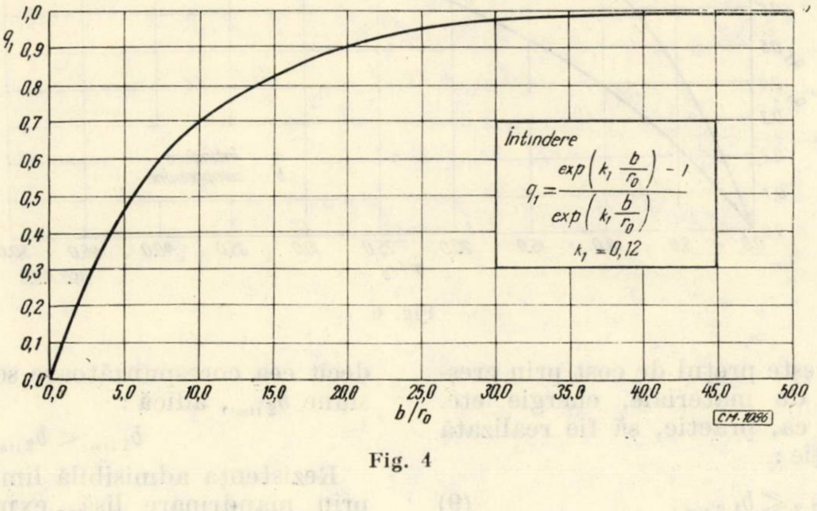


Fig. 4

în urma integrării rezultînd:

$$Q_{1,2} = \frac{\pi d_0^2}{2}\,\frac{f}{k_{1,2}}\,p_0\left[1 - \exp\left(-k_{1,2}\frac{2b}{d_0}\right)\right]\cdot \qquad (7)$$

respectiv:

$$q_{1,2} = \frac{Q_{1,2}}{\dfrac{\pi d_0^2}{2}\,\dfrac{f}{k_{1,2}}\,p_0} = 1 - \exp\left(-k_{1,2}\frac{2b}{d_0}\right), \qquad (8)$$

unde:

q_1, q_2 sînt forţe de smulgere relative;

f* — coeficient de frecare pe suprafaţa de contact dintre piesele îmbinate prin mandrinare.

În figurile 4 şi 5 sînt reprezentate grafic dependenţele (8), respectiv dependenţele (7) care redau variaţia forţelor de smulgere $Q_{1,2}$ în funcţie de raportul $\dfrac{2b}{d_0} = \dfrac{b}{r_0}$, deci în funcţie de adîncimea de mandrinare.

---

* După rezultatele cercetărilor experimentale efectuate de Grimson pe de o parte şi de Perţev şi Dolinski pe de altă parte, în general $f = 0{,}40 \ldots 0{,}50$.

Din graficele reprezentate separat (dar pentru aceeași îmbinare prin mandrinare lisă) în figurile 4 și 5 și suprapuse în figura 6 rezultă următoarea concluzie, deosebit de importantă din punct de vedere practic : forța de smulgere crește (de la zero) cu creșterea adîncimii de mandrinare după o lege exponențială, tinzînd asimptotic către o anumită valoare constantă.

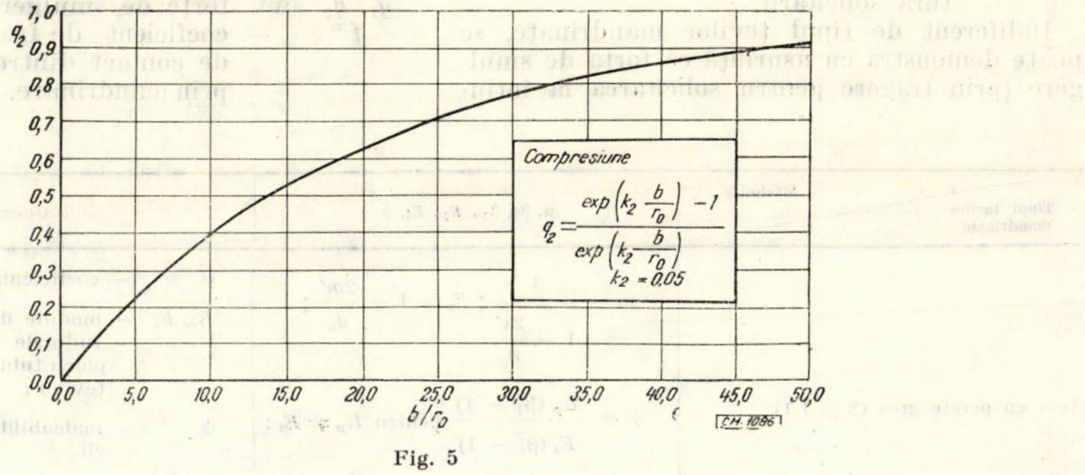


Fig. 5

Rezultă deci că peste o anumită valoare a adîncimii de mandrinare, notată $b_{1,2\,lim}$, forța de smulgere $q_{1,2}$, respectiv $Q_{1,2}$ rămîne practic constantă, mărirea adîncimii de mandrinare peste această valoare neavînd nici un efect asupra creșterii rezistenței îmbinării prin mandrinare ; în schimb, reduce productivitatea prin creșterea timpului pe fiecare operație de mandrinare și sporește prețul de cost prin creșterea consumului de materiale, energie etc. Așadar, va trebui ca, practic, să fie realizată următoarea condiție :

$$b_{1,2} \leqslant b_{1,2\,lim}. \tag{9}$$

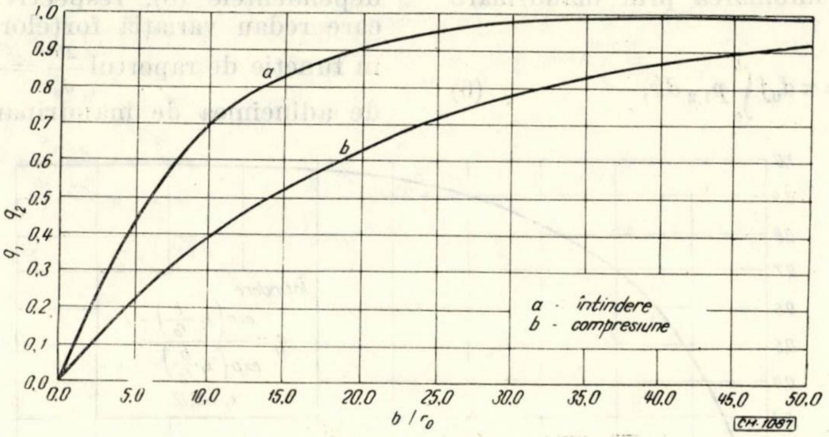


Fig. 6

Din figura 6 mai rezultă în plus încă două concluzii interesante pentru practica realizării îmbinărilor prin mandrinare, și anume :

— pentru o aceeași adîncime de mandrinare $b = b_1 = b_2$, deși $q_2 < q_1$, se poate constata cu ușurință că :

$$Q_1 > Q_2, \tag{10}$$

ceea ce înseamnă că, din punctul de vedere al rezistenței lor, îmbinările prin mandrinare lisă se comportă mai bine la solicitarea la compresiune, față de cea la întindere (din raportul $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{q_1}{q_2}\frac{k_2}{k_1}$, deși $q_2 < q_1$, deoarece $k_2 \ll k_1$, rezultă în final : $Q_2 > Q_1$) ;

— adîncimea de mandrinare limită corespunzătoare solicitării la întindere $b_{1\,lim}$ este mai mică decît cea corespunzătoare solicitării la compresiune $b_{2\,lim}$, adică :

$$b_{1\,lim} < b_{2\,lim}. \tag{11}$$

Rezistența admisibilă limită a unei îmbinări prin mandrinare lisă, exprimată în kgf/cm, conform definiției cunoscute, va fi în acest caz :

$$q_{1,2\,lim} = \frac{Q_{1,2}}{\pi d_2'}, \tag{12}$$

unde d_2' reprezintă diametrul exterior al ţevii după mandrinare, în cm.

Dacă se impune realizarea unui anumit coeficient de siguranţă *c*, atunci rezistenţa admisibilă a unei îmbinări prin mandrinare va fi:

$$q_{1,2\,a} = \frac{Q_{1,2}}{c\pi\, d_2'} \leqslant q_{1,2\,lim}, \tag{13}$$

pentru $d_2' \approx d_0$ rezultînd:

$$q_{1,2\,a} = \frac{d_0}{2c}\,\frac{f}{k_{1,2}}\,p_0\left[1 - \exp\left(-\,k_{1,2}\,\frac{2b}{d_0}\right)\right] \leqslant q_{1,2\,lim}, \tag{14}$$

condiţia de rezistenţă pentru îmbinările prin mandrinare putîndu-se scrie sub forma:

$$q_{ef} \leqslant q_{1,2\,a} \leqslant q_{1,2\,lim}, \tag{15}$$

unde q_{ef} reprezintă solicitarea specifică efectivă din îmbinarea prin mandrinare, în kgf/cm.

Condiţiile generale, limitînd domeniul de valabilitate al formulelor menţionate în lucrarea de faţă la domeniul deformaţiilor elastice, sînt următoarele:

— conform teoriei efortului unitar principal maxim:

$$q_{1,2} \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_{1,2}}{f}\left(1 - \frac{s'}{d_0}\right); \tag{16}$$

— conform criteriului de plasticitate al lui Saint-Venant (în acest caz relaţia de calcul coincide cu cea care exprimă teoria de rupere a efortului unitar tangenţial maxim):

ţevi cu perete subţire (β < *1,1*)

$$1 - \exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)\left[1 - \frac{k_1}{f}\,\frac{d_0 - s'}{d_0}\left(1 - \frac{s'}{d_0}\right)\right] \leqslant$$

$$\leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_1}{f}\left(1 - \frac{s'}{d_0}\right); \tag{17}$$

$$1 - \exp\left(-\,k_2\,\frac{2b}{d_0}\right) - \frac{k_2}{f}\,\frac{d_0 - s'}{d_0}\left(1 - \frac{s'}{d_0}\right) \times$$

$$\times\ \exp\left(-\,k_2\,\frac{2b}{d_0}\right) \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_2}{f}\left(1 - \frac{s'}{d_0}\right); \tag{18}$$

ţevi cu perete gros (β ⩾ *1,1*) — *stare de eforturi plană sau spaţială*

$$\frac{2\beta_t}{\beta_t + 1}\left[1 - \frac{k_1}{2}\left(\frac{2}{k_1} - \frac{1}{f} - \frac{1}{f\beta_t^2}\right)\exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)\right] \leqslant$$

$$\leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_1}{f}; \tag{19}$$

$$\frac{2\beta_t}{\beta_t + 1}\left[1 - \exp\left(-\,k_2\,\frac{2b}{d_0}\right) - \frac{k_2}{f}\,\frac{\beta_t^2 + 1}{2\beta_t^2} \times\right.$$

$$\left.\times\ \exp\left(-\,k_2\,\frac{2b}{d_0}\right)\right] \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_2}{f}; \tag{20}$$

$$1 - \exp\left(-\,k_2\,\frac{2b}{d_0}\right) \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{k_2}{f}\,\frac{\beta_t^2 - 1}{2\beta_t^2}; \tag{21}$$

$$1 \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{\beta_t^2 - 1}{\beta_t^2 + 1}. \tag{22}$$

[*Observaţie*. Condiţiile de verificare (21) şi (22) sînt condiţii suplimentare de verificare].

— conform criteriului de plasticitate al lui Mises-Huber (în acest caz relaţia de calcul coincide cu cea care exprimă teoria de rupere bazată pe lucrul mecanic maxim de modificare a formei):

ţevi cu perete gros (β ⩾ *1,1*) — *starea de eforturi plană* (*cazul* $x = 0$)

$$\frac{2\beta_t}{\beta_t + 1}\left[1 - \exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)\right]\sqrt{1 + \frac{k_1}{f}\,\frac{\beta_t^2 + 1}{2\beta_t^2}\,\frac{1}{1 - \exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)}\left[1 + \frac{k_1}{f}\,\frac{\beta_t^2 + 1}{2\beta_t^2}\,\frac{1}{1 - \exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)}\right]} \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_1}{f}; \tag{23}$$

$$\frac{2\beta_t}{\beta_t + 1}\left[1 - \exp\left(-\,k_2\,\frac{2b}{d_0}\right)\right]\sqrt{1 - \frac{k_2}{f}\,\frac{\beta_t^2 + 1}{2\beta_t^2}\,\frac{1}{\exp\left(k_2\,\frac{2b}{d_0}\right) - 1}\left[1 - \frac{k_2}{f}\,\frac{\beta_t^2 + 1}{2\beta_t^2}\,\frac{1}{\exp\left(k_2\,\frac{2b}{d_0}\right) - 1}\right]} \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_2}{f}; \tag{24}$$

ţevi cu perete gros (β ⩾ *1,1*) — *starea de eforturi spaţială* (*cazul* $x = 0$)

$$\frac{2\beta_t}{\beta_t + 1}\left[1 - \exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)\right]\sqrt{1 + \frac{k_1}{f}\,\frac{1}{1 - \exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)}\left[1 + \frac{1}{4\beta_t^4}\,\frac{k_1}{f}\,\frac{\beta_t^4 + 3}{1 - \exp\left(-\,k_1\,\frac{2b}{d_0}\right)}\right]} \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_1}{f}; \tag{25}$$

$$\frac{2\beta_t}{\beta_t + 1}\left[1 - \exp\left(-\,k_2\,\frac{2b}{d_0}\right)\right]\sqrt{1 - \frac{k_2}{f}\,\frac{1}{\exp\left(k_2\,\frac{2b}{d_0}\right) - 1}\left[1 - \frac{k_2}{f}\,\frac{\beta_t^4 + 3}{4\beta_t^4}\,\frac{1}{\exp\left(k_2\,\frac{2b}{d_0} - 1\right)}\right]} \leqslant \frac{\sigma_{ct}}{p_0}\,\frac{2s'}{d_0}\,\frac{k_2}{f}; \tag{26}$$

ţevi cu perete subţire ($\beta<1.1$)

condiţiile de verificare corespunzătoare rezultă din condiţiile (23)—(26) făcînd $\beta_t \to 1$.

Concluzii

1. S-au stabilit legile de variaţie ale presiunii instantanee de contact pe suprafaţa de contact dintre elementele îmbinate prin mandrinare.

2. S-au stabilit noi formule de calcul pentru forţele de smulgere în cazul solicitării îmbinărilor prin mandrinare la întindere sau la compresiune.

3. S-a stabilit că îmbinările prin mandrinare se comportă diferenţiat la solicitarea la întindere sau compresiune, punîndu-se în evidenţă posibilitatea şi necesitatea determinării unei anumite adîncimi de mandrinare, raţionale.

4. S-a stabilit metodologia evaluării rezistenţei admisibile a îmbinărilor prin mandrinare, s-a precizat condiţia de rezistenţă pentru acest tip de îmbinări şi s-au formulat condiţiile generale precizînd domeniul de valabilitate al formulelor anterior prezentate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Murarov, A. P.* Sudostroenie, tom 26, nr. 11, 1960.

[2] *Perţev, L. P.* şi *Dolinski, V. M.* Him. i neft. maşinostroenie, nr. 3, 1964.

[3] *Antoşin, A. N.* Sb. „Za novoe sov. energooborudovanie'', ŢKTI, Leningrad, 1939.

[4] *Goodier, J. N.* Trans. ASME, vol. 65, p. 489—496, 1943.

[5] *Nadai, A. D.* Trans. ASME, vol. 65, p. 865—880, 1943.

[6] *Sachs, G.* Journ. of appl. mechanics, vol. 14, nr. 4, 1947.

[7] *Pavel, A.* Construcţia de maşini, vol. XVIII, nr. 3 şi 4, 1966.

CZ 621.867.2.001.24

Analiza sistemelor de întindere şi stabilirea tensiunii iniţiale optime la transportoarele cu bandă

Vasile SÎNGEORZAN

Avantajele mari pe care le prezintă transportoarele cu bandă faţă de alte mijloace de transport ca : personal de deservire redus, continuitate în transport, posibilitate de transport cu înclinaţie mare (pînă la 35—40°, prin folosirea transportoarelor de construcţie specială), capacităţi şi distanţe mari de transport cu un consum specific de energie relativ redus pe tf · km, gabarite relativ mici ale instalaţiilor şi posibilitatea unei automatizări complexe etc., fac ca, în ultimul timp, acest mijloc de transport să devină tot mai extins în toate ramurile industriei.

Unul dintre factorii principali ce limitează totuşi extinderea acestui mijloc de transport — în special în locurile cu pericol de aprindere sau explozie (fabrici şi uzine chimice, mine cu pericol de gaze sau praf de cărbune etc.) — îl constituie posibilitatea de aprindere a benzilor, datorită încălzirii tobelor de acţionare, provocată de patinarea totală sau parţială a acestora în cazul unei blocări sau supraîncărcări a transportorului.

Trebuie menţionat că, deşi au fost luate o serie de măsuri contra acestui factor de provocare a incendiilor (folosirea de dispozitive şi aparate de control al alunecării benzii şi al încălzirii tobelor, diferite aparate şi instalaţii de stingere a incendiilor, crearea de benzi greu inflamabile etc.), în ultimul timp au fost înregistrate numeroase avarii provocate de acest fenomen. Aşa, de exemplu, statistica focurilor de mină arată că, numai în bazinul carbonifer Ruhr (R.F.G), în timp de zece ani, 23 de focuri de mină care au produs grave avarii au fost provocate de aprinderea benzilor datorită încălzirii tamburelor de acţionare.

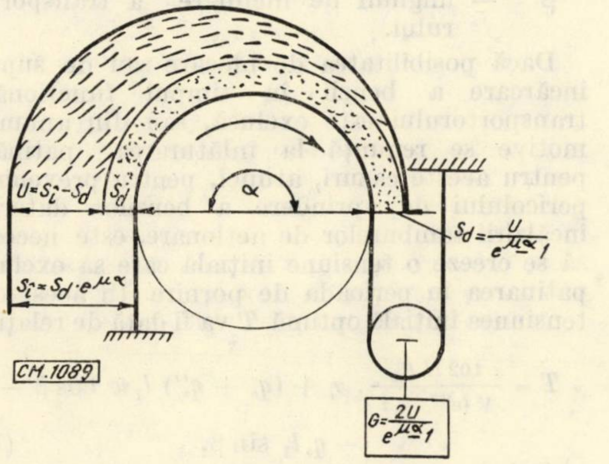
Mijlocul cel mai sigur de excludere a pericolului de aprindere a benzilor datorită acestei cauze şi deci de lărgire a domeniului de folosire a mijlocului de transport considerat, îl constituie asigurarea unei tensiuni iniţiale capabilă să creeze o forţă de tracţiune la periferia tobei cel puţin egală cu cea dezvoltată de motorul de acţionare la momentul de răsturnare. În această situaţie, în cazul unei supraîncărcări sau blocări a transportorului, fenomenul de patinare a benzii pe toba de acţionare va fi exclus prin oprirea motorului.

Trebuie menţionat însă că o mărire a tensiunii iniţiale atrage după sine reducerea coeficientului de siguranţă şi a duratei de funcţionare a benzii.

În cadrul lucrării de faţă se arată modul de deducere a relaţiilor pentru determinarea tensiunii iniţiale optime, adică a tensiunii iniţiale capabilă să excludă patinarea benzii pe toba de acţionare chiar şi în cazul unei blocări a transportorului, cu un minimum de influenţă asupra reducerii coeficientului de siguranţă şi a duratei de funcţionare.

Analiza funcţională a sistemelor de întindere existente arată că ele pot fi grupate în două categorii şi anume : sisteme de întindere ce pot compensa alungirile apărute în bandă în timpul funcţionării transportorului (cele cu greutate, hidrostatice şi automate) şi sisteme ce nu pot compensa aceste alungiri (cele cu şurub sau cu întindere rigidă). În timpul funcţionării transportorului, comportarea acestora este complet diferită. Astfel, instalaţiile de transport înzestrate cu sisteme de întindere ce pot compensa alungirile apărute în bandă se caracterizează prin următoarele proprietăţi : alungirea şi respectiv lungimea benzii variază în timpul funcţionării transportorului în funcţie de încărcarea acestuia, tensiunile din bandă în diferitele puncte ale ramurii inferioare (ramurii goale) rămîn constante la diferitele alungiri şi respectiv lungimi ale benzii provocate de variaţia încărcării transportorului, aderenţa dintre bandă şi toba de acţionare rămîne constantă în timpul funcţionării transportorului, atît timp cît coeficientul de frecare nu-şi schimbă valoarea. Instalaţiile de transport ce nu pot compensa aceste alungiri se deosebesc de primele prin aceea că alungirea şi respectiv lungimea benzii rămîne constantă în timpul funcţionării transportorului, indiferent de sarcină. Cu variaţia sarcinii se modifică doar modul de distribuţie a alungirilor în cele două ramuri (alungirile apărute în ramura încărcată sînt preluate de contracţiile din ramura goală). Apoi tensiunile maxime (create de sarcinile maxime ale transportorului), apărute în bandă în punctul de înfăşurare pe toba de acţionare, creează tensiuni minime în punctul de desfăşurare ; acest lucru micşorează aderenţa dintre tobă şi bandă tocmai în momentul cînd aceasta ar trebui să fie maximă şi, invers, tensiunile minime din punctul de înfăşurare creează tensiuni maxime în punctul de desfăşurare, lucru ce conduce la apariţia nejustificată a unor tensiuni suplimentare în bandă.

Aceste deosebiri în comportarea celor două grupe de sisteme de întindere, precum şi faptul că relaţiile lui Euler bazate pe transmiterea mişcării prin frecare a cablurilor (fig. 1), folosite pînă în prezent la calculul tensiunii iniţiale, nu iau în considerare alungirile apărute în bandă (care în cazul unei blocări sau supraîncărcări a transportorului pot fi considerabile) fac ca ele să fie valabile numai pentru sistemele de întindere ce pot compensa alungirile.



$U=S_i-S_d$
S_d
α
$S_d=\frac{U}{e^{\mu\alpha}-1}$
$S_i=S_d\cdot e^{\mu\alpha}$
CM.1089
$G=\frac{2U}{e^{\mu\alpha}-1}$

Fig. 1

Deducerea relaţiilor pentru determinarea tensiunii iniţiale optime se va face pentru ambele grupe de sisteme de întindere şi diferite cazuri de blocare a transportorului.

Transportoare cu staţii de întindere care pot compensa alungirile (contragreutate, hidrostatice, automate). Tensiunile apărute în banda de transport ca şi forţa de tracţiune (fig. 1) pot fi determinate din relaţia lui Euler şi anume :

$$S_i = S_d \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$S_d = \frac{S_i}{e^{\mu\alpha}}, \tag{1}$$

iar :

$$U = S_d\,(e^{\mu\alpha} - 1)$$

sau :

$$U = S_i \left(\frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \right), \tag{2}$$

unde :

S_i, S_d reprezintă tensiunea din banda de transport în punctul de înfăşurare pe toba de acţionare şi respectiv în cel de desfăşurare ;
e — baza logaritmului natural ;
μ — coeficientul de frecare dintre bandă şi toba de acţionare ;
α — unghiul de înfăşurare a benzii pe toba de acţionare ;
U — forţa de tracţiune la periferia tobei la limita de alunecare.

Exprimînd tensiunile din bandă prin forţa de tracţiune conform relaţiilor (1) şi (2), rezultă :

$$S_i = \frac{U\,e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

şi

$$S_d = \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1}. \tag{3}$$

Pe de altă parte însă, forţa de tracţiune la periferia tobei, creată de motorul de acţionare, este dată de relaţia :

$$U = \frac{102\,N}{V} \cdot \eta\,, \tag{4}$$

în care :

N este puterea nominală a motorului de acţionare ;
V — viteza de deplasare a benzii ;
η — randamentul mecanismului de acţionare.

Înlocuind pe U în relaţiile (3) cu valoarea lui din relaţia (4) se obţine:

$$S_{\text{î}} = \frac{102\,N\,e^{\mu\alpha}}{V\,(e^{\mu\alpha}-1)}\cdot\eta$$

şi:

$$S_d = \frac{102\,N}{V\,(e^{\mu\alpha}-1)}\cdot\eta. \tag{5}$$

Forţa de tracţiune maximă U_{max} la periferia tobei, creată de motorul de acţionare, corespunde momentului de răsturnare a acestuia şi poate fi determinată cu relaţia:

$$U_{max} = \frac{102\,N\,K_1}{V}\cdot\eta, \tag{6}$$

în care $K_1 = \frac{M_r}{M_n}$ este coeficientul de suprasarcină admisibilă a motorului, egal cu raportul dintre momentul de răsturnare M_r şi cel nominal M_n.

Pentru ca, în cazul unei supraîncărcări sau blocări a benzii, patinarea dintre aceasta şi toba de acţionare să fie exclusă prin oprirea motorului de acţionare, este necesar ca forţa de tracţiune la periferia tobei, creată de aderenţa dintre bandă şi tobă, să fie mai mare sau cel puţin egală cu cea dezvoltată de motorul de acţionare la momentul de răsturnare.

Notînd cu $S_{\text{î}max}$ şi $S_{d\,max}$ tensiunea din bandă în punctul de înfăşurare şi respectiv în cel de desfăşurare corespunzătoare forţei de tracţiune U_{max}, pentru această condiţie vor trebui satisfăcute relaţiile:

$$S_{\text{î}\,max} \geqslant \frac{102\,N\,K_1 e^{\mu\alpha}}{V\,(e^{\mu\alpha}-1)}\cdot\eta, \tag{7}$$

şi:

$$S_{d\,max} \geqslant \frac{120\,N\,K_1}{V\,(e^{\mu\alpha}-1)}\cdot\eta.$$

Notînd cu $S'_{\text{î}\,max}$ şi $S'_{d\,max}$ tensiunea din bandă în punctul de înfăşurare a acesteia pe toba de întindere (fig. 2, *a* — tobă de acţionare; *b* — tobă de întoarcere; *c* — tobă de întindere; *d* — tobă de deviere; *e* — role de susţinere; *G* — contragreutate) şi respectiv în cel de desfăşurare şi cu W_{1-4} rezistenţa la deplasare a benzii pe intervalul 1—4, iar cu W_{5-10} rezistenţa de deplasare a benzii pentru intervalul 5—10 (fig. 2), rezultă:

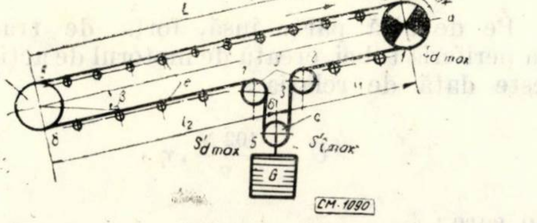


Fig. 2

$$S'_{\text{î}\,max} = S_{d\,max} + W_{1-4}$$

şi:

$$S'_{d\,max} = S_{\text{î}\,max} - W_{5-10}. \tag{8}$$

Neglijînd creşterea tensiunii de la punctul 4 la punctul 5 (fig. 2) datorită rezistenţelor din tobă şi rigidităţii benzii şi notînd cu T tensiunea iniţială optimă, se poate scrie:

$$S'_{\text{î}\,max} = S'_{d\,max} = T = S_{d\,max} +_{1-4} = S_{\text{î}\,max} - W_{5-10}. \tag{9}$$

Înlocuind în relaţia (9) valoarea lui $S_{d\,max}$ cu cea din relaţia (7) — considerată la limită — şi exprimînd pe W_{1-4} în funcţie de greutatea pieselor în mişcarea de rotaţie şi translaţie (neglijînd rezistenţele din toba de deviere 1), conform relaţiei (9) se obţine:

$$T = \frac{102\,N\,K_1}{V\,(e^{\mu\alpha}-1)}\eta + (q_b - q''_r)\,l_1 w\cos\beta - q_b\,l_1\sin\beta, \tag{10}$$

în care:

q_b este greutatea pe metru liniar a benzii;

q''_r — greutatea pe metru liniar a rolelor de susţinere pe ramura inferioară (goală);

l_1 — distanţa faţă de toba de acţionare la care este montată toba de întindere;

w — rezistenţa specifică la deplasare a benzii;

β — unghiul de înclinare a transportorului.

Dacă posibilitatea de blocare sau de supraîncărcare a benzii în timpul funcţionării transportorului este exclusă, sau din anumite motive se renunţă la înlăturarea patinării pentru aceste cazuri, atunci, pentru prevenirea pericolului de aprindere a benzilor datorită încălzirii tamburelor de acţionare, este necesar să se creeze o tensiune iniţială care să excludă patinarea în perioada de pornire. În acest caz tensiunea iniţială optimă T va fi dată de relaţia:

$$T = \frac{102\,N\,K_2}{V\,(e^{\mu\alpha}-1}\cdot\eta + (q_b + q''_r)\,l_1\,w\,\cos\beta - q_b\,l_1\,\sin\beta, \tag{11}$$

în care $K_2 = \frac{M_p}{M_n}$ este coeficientul de suprasarcină la pornire a motorului, egal cu raportul dintre momentul de pornire M_p şi cel nominal M_n.

Analiza relaţiilor (10) şi (11) arată că tensiunea iniţială necesară eliminării patinării benzii pe toba de acţionare datorită blocării sau supraîncărcării transportorului şi, respectiv în perioada de pornire, depinde în foarte mare măsură de amplasarea tobei de întindere faţă de cea de acţionare. În cazul instalaţiilor orizontale, tensiunea iniţială optimă va avea valoarea minimă cînd $l_1 = 0$ (fig. 2) adică atunci cînd toba de întindere va fi amplasată imediat după punctul de desfăşurare a benzii de pe cea de acţionare. În cazul instalaţiilor înclinate, amplasarea tobei de întindere în vederea obţinerii unei valori minime a tensiunii iniţiale depinde de o serie de parametri ai transportorului (unghiul de înclinare, greutate pe metru liniar a benzii şi rolelor de susţinere etc.), ceea ce impune o analiză a fiecărui caz în parte.

Transportoare cu staţii de întindere ce nu pot compensa alungirile apărute în bandă (*cu şurub, rigide*). Datorită deosebirilor arătate în ce priveşte comportarea în timpul funcţionării a celor două grupe de staţii de întindere, în deducerea relaţiilor pentru determinarea tensiunii iniţiale optime la asemenea instalaţii este necesar să se ia în considerare alungirile apărute în bandă în timpul funcţionării transportorului, cu observaţia că benzile cu inserţii textile nu se supun legii lui Hooke.

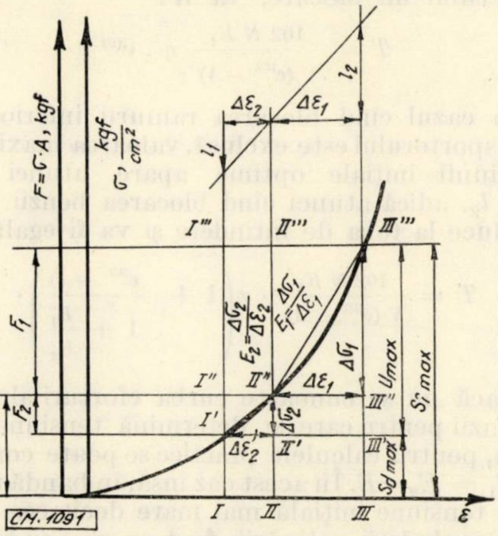


Fig. 3

În general, alungirea unei benzi în timpul funcţionării transportorului se compune din trei categorii de alungiri : remanentă, aparentă şi elastică. Deoarece alungirea remanentă şi cea aparentă variază foarte puţin în timpul funcţionării transportorului, ele pot fi neglijate şi se va lua în considerare numai cea elastică.

Deoarece curba eforturi-alungire depinde de o serie de factori (natura şi felul ţesăturii inserţiilor, structura şi modul de fabricare a benzii, mărimea şi caracterul sarcinii etc.) care variază în limite destul de largi de la un tip de bandă la altul, este greu de găsit o expresie matematică care să exprime forma acesteia ţinînd seamă de toţi aceşti factori. De aceea, în deducerea relaţiilor de calcul este mai comod să se folosească curba eforturi-alungire experimentală, care poate fi uşor determinată pentru fiecare tip de bandă în condiţii de laborator.

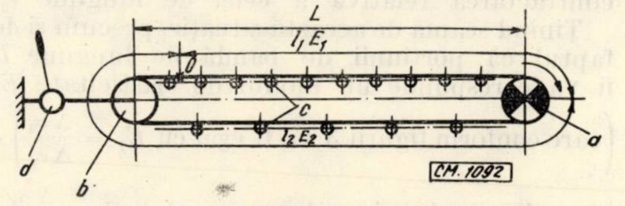


Fig. 4

Se va considera deci că o bandă, avînd curba eforturi-alungire ca cea reprezentată în figura 3, este montată la un transportor înzestrat cu staţie de întindere ce nu poate compensa alungirile (fig. 4) şi că în timpul funcţionării se blochează în punctul O.

În cazul cînd transportorul nu funcţionează, adică atunci cînd forţa de tracţiune U este egală cu zero, în ambele ramuri ale benzii apare o tensiune egală cu tensiunea iniţială T (fig. 5, *a*). Cînd motorul de acţionare funcţionează şi creează la periferia tobei o forţă de tracţiune $U = U_{max}$, tensiunea din bandă în punctul ce se înfăşoară pe toba de acţionare creşte cu F_1 (fig. 5, *b*) avînd valoarea $S_{i\,max} = T + F_1$ (fig. 3), iar cea din punctul ce se desfăşoară va descreşte cu F_2 ajungînd la valoarea $S_{d\,max} = T - F_2$.

În acest caz :

$$U_{max} = S_{i\,max} - S_{d\,max} = F_1 + F_2. \qquad (12)$$

Datorită acestui fenomen, porţiunea de bandă de lungime l_1 (fig. 4 : *a* — tobă de acţionare ; *b* — tobă de întindere ; *c* — role de susţinere ; *d* — dispozitiv de întindere ; *O* — punct de blocare) în care tensiunea a crescut faţă de cea iniţială, se va alungi, iar cea de lungime l_2 în care tensiunea a scăzut, se va scurta. Deoarece

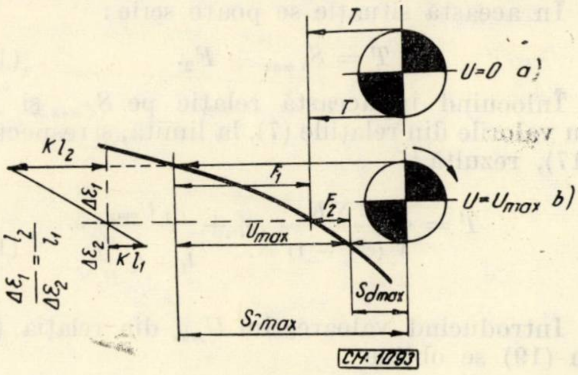


Fig. 5

la asemenea instalaţii lungimea L nu se schimbă în timpul funcţionării, înseamnă că, alungirea Δl a porţiunii de bandă de lungime l_1 va fi egală cu scurtarea porţiunii de ungime l_2 care se va contracta tot cu Δl.

În această situaţie se poate scrie:

$$\Delta l = l_1 \Delta \varepsilon_1 = l_2 \Delta \varepsilon_2$$

în care $\Delta\varepsilon_1$ şi $\Delta\varepsilon_2$ reprezintă alungirea relativă a porţiunii de bandă de lungime l_1 şi respectiv contractarea relativă a celei de lungime l_2.

Ţinînd seamă de această situaţie, precum şi de faptul că porţiunii de bandă de lungime l_1 îi va corespunde un modul de elasticitate E_1 $\left(\text{care conform figurii 3 va fi egal cu } E_1 = \frac{\Delta \sigma_1}{\Delta \varepsilon_1}\right)$, iar celei de lungime l_2, un modul $E_2 = \frac{\Delta \sigma_2}{\Delta \varepsilon_2}$, conform relaţiei (13) se poate scrie:

$$\Delta l = l_1 \frac{\Delta \sigma_1}{E_1} = l_2 \frac{\Delta \sigma_2}{E_2} \tag{14}$$

sau:

$$\Delta l = l_1 \frac{F_1}{E_1 A} = l_2 \frac{F_2}{E_2 A}, \tag{15}$$

în care A reprezintă secţiunea transversală a pachetului de inserţii ce compun banda.

Simplificînd cu A din relaţia (15), se obţine:

$$F_1 = F_2 \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{E_1}{E_2}. \tag{16}$$

Din relaţiile (12) şi (16) rezultă:

$$F_2 = \frac{l_1 U_{max}}{l_1 + l_2 \frac{E_1}{E_2}}. \tag{17}$$

Conform figurii 3 segmentul de dreaptă $\overline{II''}$, care corespunde tensiunii iniţiale optime T în stare de nefuncţionare a transportorului, se compune din segmentul $\overline{II'}$, care la limita de alunecare este tocmai $S_{d\,max}$ şi $\overline{I'I''}$, care este F_2.

În această situaţie se poate scrie:

$$T = S_{d\,max} + F_2. \tag{18}$$

Înlocuind în această relaţie pe $S_{d\,max}$ şi F_2 cu valorile din relaţiile (7), la limită, şi respectiv (17), rezultă:

$$T = \frac{102\, N K_1}{V\,(e^{\mu\alpha} - 1)} \cdot \eta + \frac{l_1 U_{max}}{l_1 + l_2 \frac{E_1}{E_2}}. \tag{19}$$

Introducînd valoarea lui U_{max} din relaţia (6) în (19) se obţine:

$$T = \frac{102\, N K_1}{V\,(e^{\mu\alpha} - 1)} \left[1 + \frac{l_1 (e^{\mu\alpha} - 1)}{l_1 + l_2 \frac{E_1}{E_2}} \right]. \tag{20}$$

Analiza relaţiei (20 arată că tensiunea iniţială optimă din bandă, capabilă să înlăture alunecarea acesteia pe toba de acţionare chiar şi în cazul blocării transportorului, la transportoarele înzestrate cu staţii de întindere ce nu pot compensa alungirile apărute în timpul funcţionării, depinde de caracterul curbei eforturi alungire $\left(\text{prin raportul } \frac{E_1}{E_2}\right)$ şi de poziţia punctului de blocare faţă de toba de acţionare.

În ce priveşte poziţia punctului de blocare, se vede din relaţie că tensiunea iniţială optimă creşte cu micşorarea lui l_2 şi creşterea lui l_1. Cazul cel mai nefavorabil – cînd tensiunea iniţială optimă va avea valoarea maximă – va fi pentru $l_2 = 0$, adică în cazul blocării benzii pe ramura inferioară chiar la toba de acţionare. Deci tensiunea iniţială optimă, capabilă să excludă patinarea benzii pentru orice poziţie a punctului de blocare, va fi:

$$T = \frac{102\, N K_1}{V\,(e^{\mu\alpha} - 1)}\, \eta \,.\, e^{\mu\alpha}. \tag{21}$$

În cazul cînd blocarea ramurii inferioare a transportorului este exclusă, valoarea maximă a tensiunii iniţiale optime apare atunci cînd $l_1 = l_2$, adică atunci cînd blocarea benzii se va produce la toba de întindere şi va fi egală cu:

$$T = \frac{102\, N K_1}{V\,(e^{\mu\alpha} - 1)} \cdot \eta \left(1 + \frac{e^{\mu\alpha} - 1)}{1 + \frac{E_1}{E_2}} \right). \tag{22}$$

Dacă nu se cunoaşte curba eforturi-alungire a benzii pentru care se determină tensiunea iniţială, pentru calculele practice se poate considera $E_1 = E_2 = E$. În acest caz însă, în bandă rezultă o tensiune iniţială mai mare decît cea necesară excluderii patinării, fapt ce va conduce la o reducere nejustificată a coeficientului de siguranţă şi la o creştere a uzurii. Pentru acest caz tensiunea iniţială se va determina cu relaţia:

$$T = \frac{102\, N K_1}{V\,(e^{\mu\alpha} - 1)} \cdot \eta \left(\frac{e^{\mu\alpha} + 1}{2} \right). \tag{23}$$

Dacă posibilitatea de blocare sau de supraîncărcare a transportorului este exclusă şi în acest caz, tensiunea iniţială trebuie să fie capabilă să excludă patinarea dintre bandă şi tobă în perioada de pornire. Deducerea relaţiilor pentru acest caz se va face în următoarele ipoteze: rezistenţa specifică la deplasarea ramurii superioare a benzii (ramurii încărcate) este egală cu cea a ramurii inferioare (ramurii goale), tensiunile din bandă cresc proporţional cu rezistenţele la deplasare, banda se comportă conform legii lui Hooke, transportorul lucrează orizontal.

Ţinînd seamă de acestea, la limita de alunecare în punctul de desfăşurare, în bandă apare o tensiune S_1 (fig. 6) egală cu:

$$S_1 = \frac{102\, N K_2}{V\,(e^{\mu\alpha} - 1)} \cdot \eta. \tag{24}$$

Notînd cu S' și S'' tensiunile apărute în ramura inferioară a benzii și respectiv în cea superioară datorită rezistențelor la deplasare și accelerare a maselor în mișcare, cu S'_{med} și S''_{med}, tensiunile medii din aceste ramuri și neglijînd rezistențele din toba de întindere b (fig. 6) se poate scrie :

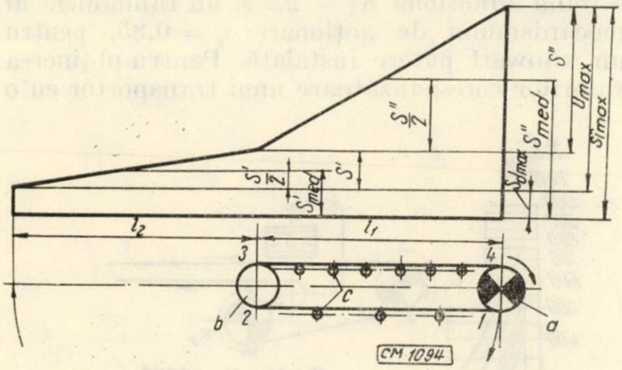


Fig. 6

$$S_3 = S_2 = S_1 + S'$$

și :

$$S_4 = S_3 + S'' = S_1 + S' + S'', \qquad (25)$$

iar :

$$S'_{med} = S_1 + \frac{S'}{2},$$

și :

$$S''_{med} = S_1 + S' + \frac{S''}{2} \qquad (26)$$

în care S_1, S_2, S_3, și S_4 sînt tensiunile ce apar în bandă în punctele 1, 2, 3 și 4 (fig. 6).

Din relația (25) se obține :

$$S_4 - S_1 = S' + S''. \qquad (27)$$

Înlocuind pe S_4 din relația (27) cu $S_1\, e^{\mu\alpha}$ și pe S_1 cu valoarea din relația (24), rezultă :

$$S' + S'' = \frac{102\ N\, K_2}{V} \cdot \eta \cdot \qquad (28)$$

Notînd cu m_1 suma maselor în mișcarea de rotație și translație de pe ramura inferioară (goală) a transportorului și cu m_2 cele de pe ramura superioară (încărcată), pe baza proporționalității între tensiuni și masele în mișcare și a relației (28) se poate scrie :

$$\frac{S''}{S' + S''} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} = \frac{V\, S''}{102\ N\, K_2\ \eta}, \qquad (29)$$

de unde :

$$S' = \frac{102\ N\, K_2\, m_1}{V(m_1 + m_2)} \cdot \eta$$

și : (30)

$$S'' = \frac{102\ N\, K_2\, m_2}{V\ (m_1 + m_2)} \cdot \eta.$$

Deoarece la asemenea instalații lungimea benzii nu se schimbă în timpul funcționării transportorului, înseamnă că suma alungirilor ramurii superioare Δl_1 și a celei inferioare Δl_2 (fig. 6), create de tensiunile medii din aceste ramuri (S'_{med} și respectiv S''_{med}), va fi egală cu alungirea Δl creată de tensiunea inițială T în stare de nefuncționare. Deci se poate scrie :

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 = l_1\, \frac{S''_{med}}{EA} + l_2\, \frac{S'_{med}}{EA} = \frac{T}{EA}\ (l_1 + l_2), \qquad (31)$$

de unde :

$$T = \frac{S''_{med}\ l_1 + S'_{med}\ l_2}{l_1 + l_2}. \qquad (32)$$

Înlocuind în relația (32) pe S'_{med} și S''_{med} cu valorile lor din relația (26) și avînd în vedere conform figurii 6 că $l_1 = l_2$, se obține :

$$T = S_1 + \frac{3}{4}\ S' + \frac{1}{4}\ S''. \qquad (33)$$

Introducînd în relația (33) în locul lui S_1, S' și S'' valorile respective din relațiile (24) și (30) rezultă :

$$T = \frac{102\ N\, K_2}{V} \cdot \eta \left[\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + \frac{3\, m_1 + m_2}{4\ (m_1 + m_2)} \right]. \qquad (34)$$

Exprimînd pe m_1 și m_2 din relația (34) în funcție de masele în mișcarea de rotație și translație, se ajunge la :

$$T = \frac{102\ N\, K_2}{V} \cdot \eta \left[\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + \frac{4q_b + 3q''_r + q'_r + q_m}{4(2q_b + q''_r + q'_r + q_m)} \right] \qquad (35)$$

în care :

q'_r este greutatea pe metru liniar a rolelor de susținere de pe ramura superioară ;

q_m — greutatea pe metru liniar a materialului transportat.

Analiza relației (35) arată că tensiunea inițială optimă capabilă să înlăture alunecarea benzii pe toba de acționare în perioada de pornire depinde și de unii parametri constructivi ai transportorului (greutatea rolelor de susținere și a benzii).

În figurile 7 — 12 sînt redate diagrame ce permit determinarea rapidă a tensiunii inițiale optime capabile să excludă complet alunecarea T, precum și a tensiunii maxime și forței de rupere a benzii (fig. 7 — 10), pentru diferiți coeficienți de frecare și unghiuri de înfășurare. Trasarea diagramelor pentru determinarea tensiunii maxime din bandă și respectiv a forței de rupere la transportoare înzestrate cu stații de întindere ce nu pot compensa alungirile (fig. 11 și 12) nu a fost posibilă deoarece fiind vorba de benzi cu inserție textilă care nu se supun

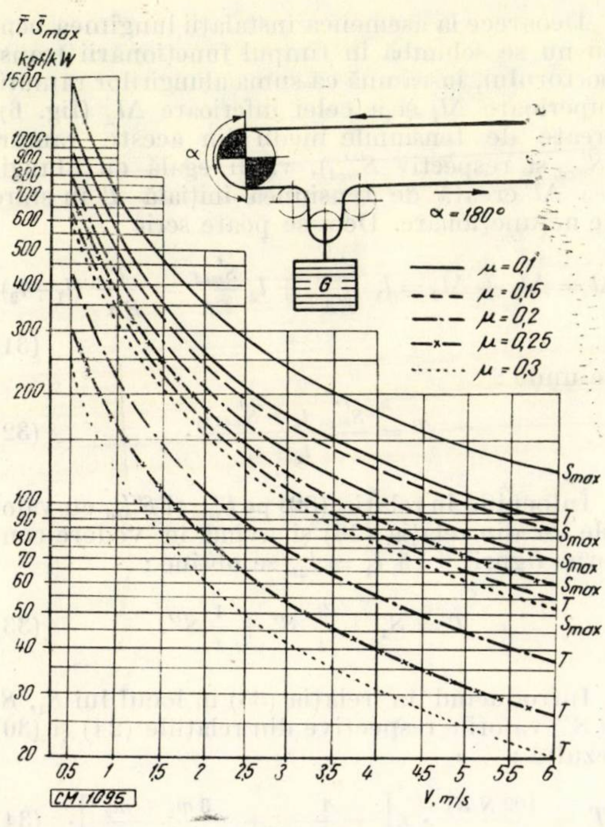


Fig. 7

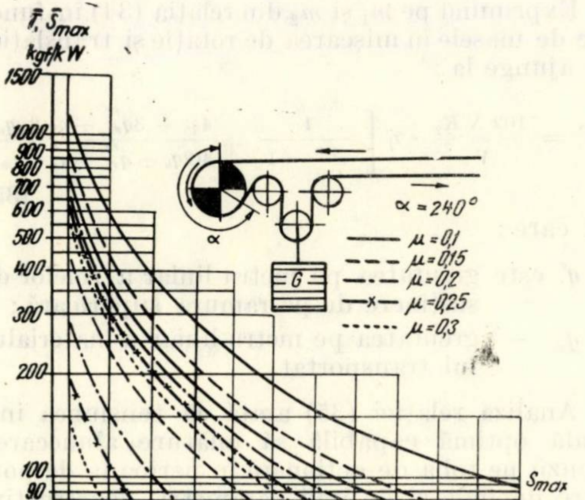


Fig. 8

legii lui Hooke, aceste valori diferă de la un tip de bandă la altul.

Diagramele sînt trasate pe baza relațiilor (10), (7) și (21) pentru instalații ce lucrează orizontal, acționate de motoare cu un coeficient de suprasarcină admisibilă $K_1 = 2{,}2$ și un randament al mecanismului de acționare $\eta = 0{,}85$, pentru un kilowatt putere instalată. Pentru obținerea valorilor corespunzătoare unui transportor cu o putere a motorului de acționare de N(kW), se vor folosi următoarele relații:

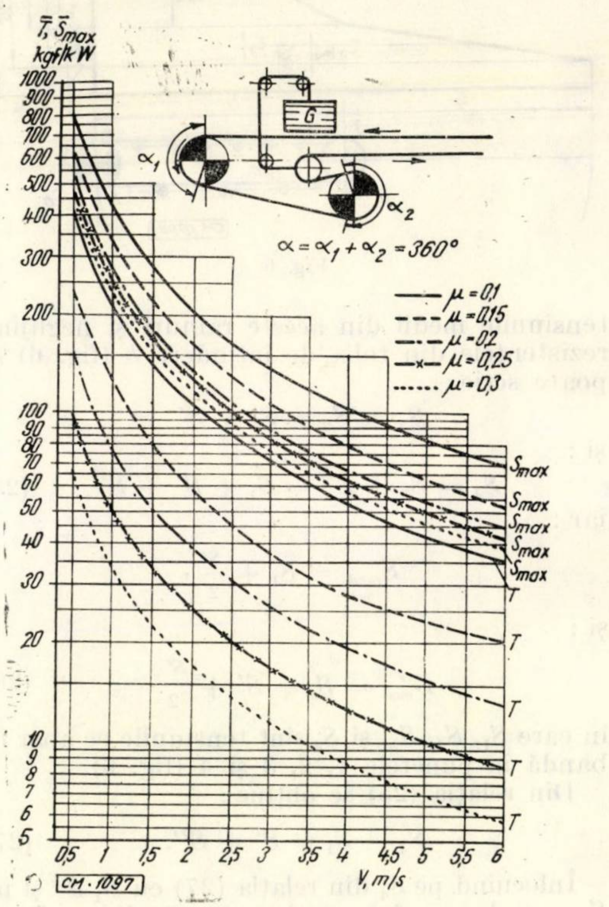


Fig. 9

$$T = \overline{T} N,$$

$$S_{max} = \overline{S}_{max} N.$$

$$S_{max\,n} = \frac{S_{max}}{K_1} + \frac{\overline{S}_{max}\,N}{K_1},$$

$$F_r = K_0\,S_{max\,n} = \frac{K_0}{K_1}\,S_{max},$$

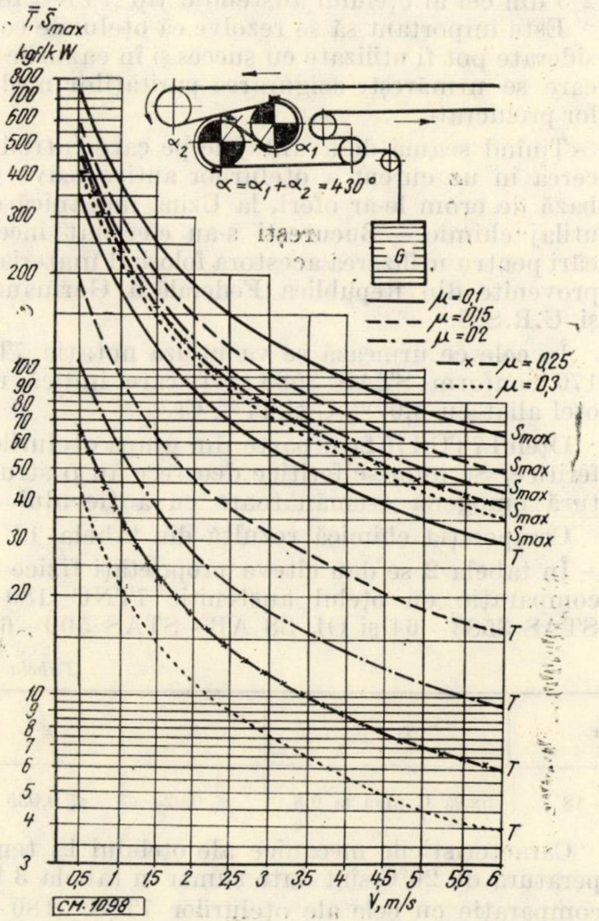
în care:

$\overline{T}$ și T reprezintă tensiunea inițială optimă corespunzătoare unui kW putere instalată, citită din diagramă și respectiv unei puteri de N(kW);

$\bar{S}_{max}$ și S_{max} — tensiunea maximă apărută în bandă la momentul de răsturnare a motorului corespunzătoare unui kW citită din diagramă și respectiv unei puteri de N (kW);

$S_{max \cdot n}$ — tensiunea maximă apărută în bandă corespunzătoare momentului nominal al motorului de acționare;

F_r — forța de rupere a benzii la o putere nominală a motorului de acționare de N (kW) și un coeficient de siguranță egal cu K_0.



Din diagramele redate în figurile 7 — 12 se vede că atît tensiunea inițială optimă cît și tensiunea maximă din bandă cresc cu mărirea vitezei de transport, a coeficientului de frecare și a unghiului de înfășurare. Compararea diagramelor din figurile 7 și 8 cu cele din figurile 11 și 12 arată că, pentru excluderea completă a posibilității de alunecare a benzii pe toba de acționare, tensiunea inițială optimă are o valoare mult mai mare în cazul instalațiilor înzestrate cu stații ce nu pot compensa alungirile față de cele înzestrate cu stații ce pot compensa.

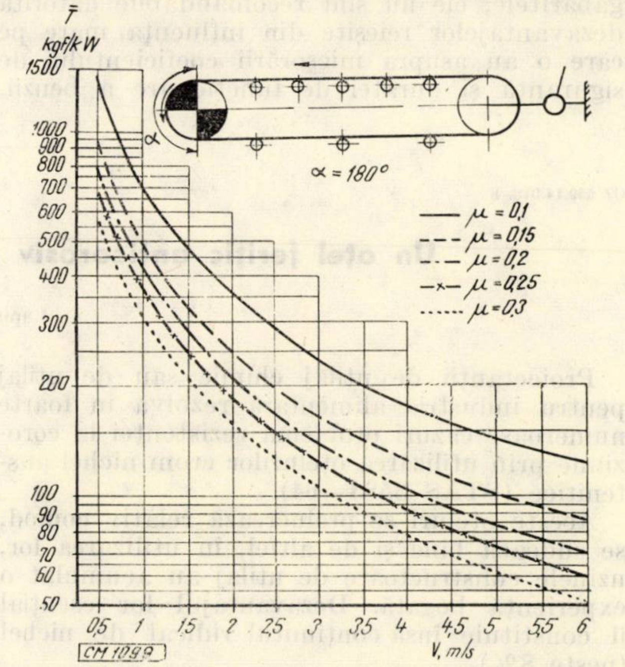


Fig. 11

Această diferență crește o dată cu mărirea coeficientului de frecare și a unghiului de înfășu-

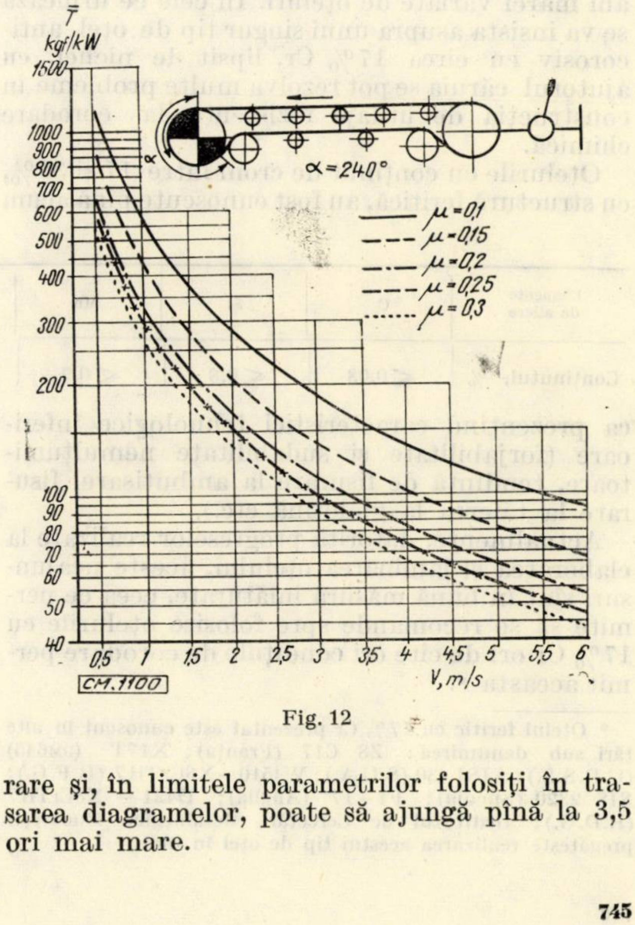


Fig. 12

rare și, în limitele parametrilor folosiți în trasarea diagramelor, poate să ajungă pînă la 3,5 ori mai mare.

Din cele expuse se poate trage concluzia că, deşi staţiile de întindere ce nu pot compensa alungirile prezintă unele avantaje în ce priveşte gabaritele, ele nu sînt recomandabile datorită dezavantajelor reieşite din influenţa mare pe care o au asupra micşorării coeficientului de siguranţă şi duratei de funcţionare a benzii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nothoff, K.* Kritische Betrachtungen über die Verwendung des Fördergutes. În: Glückauf 91—1955, pag. 272.
[2] *Müller, E.* Die Herabsetzung Brandgefahr, der Störanfalligkeit und des Bandverschleisses durch Beherrschung der Banderspannung im untertagigen Förderbandbetrieb. În: Bergbauwissenschaften Nr. 17/18, 1963.
[3] *Bahr, I.* Gurtband Förderer in Bergbau. Freiberg 1959.

CZ 669.14.018. 8

Un oţel feritic anticorosiv cu largi posibilităţi de utilizare

Lupu BARAF

Proiectanţii de utilaj chimic sau de utilaj pentru industria alimentară rezolvă în foarte numeroase cazuri problema rezistenţei la coroziune prin utilizarea oţelurilor crom-nichel austenitice (STAS 3583—64).

Aceste oţeluri se prelucrează relativ comod, se sudează bine şi de altfel, în utilizarea lor, uzinele constructoare de utilaj au acumulat o experienţă bogată. Dezavantajul lor esenţial îl constituie însă conţinutul ridicat de nichel (peste 8%).

În aceste condiţii se pune cu acuitate problema utilizării unor oţeluri cu bune proprietăţi anticorosive, în a căror compoziţie să intre însă mai puţine elemente deficitare.

Pe această linie au fost elaborate în ultimii ani mărci variate de oţeluri. În cele ce urmează se va insista asupra unui singur tip de oţel anticorosiv cu circa 17% Cr, lipsit de nichel, cu ajutorul căruia se pot rezolva multe probleme în construcţia de utilaje rezistente la corodare chimică.

Oţelurile cu conţinut de crom între 17 şi 30%, cu structură feritică, au fost cunoscute pînă acum ca prezentînd caracteristici tehnologice inferioare (forjabilitate şi sudabilitate nemulţumitoare, tendinţă de fisurare la ambutisare, fisurare la tăierea la ghilotină etc.).

Actualmente, datorită progreselor realizate la elaborarea şi laminarea oţelului, aceste neajunsuri sînt în bună măsură înlăturate, ceea ce permite să se recomande spre folosire oţelurile cu 17% Cr ori de cîte ori condiţiile de corodare permit aceasta *.

Costul acestui material este de aproximativ 2/3 din cel al oţelului austenitic tip 7TNC 180. Este important să se rezolve că oţelurile considerate pot fi utilizate cu succes şi în cazurile în care se urmăreşte asigurarea purităţilor mediilor prelucrate.

Ţinînd seamă de avantajele pe care introducerea în uz curent a oţelurilor anticorosive pe bază de crom le-ar oferi, la Uzina mecanică de utilaj chimic — Bucureşti s-au efectuat încercări pentru utilizarea acestora folosind materiale provenite din Republica Federală a Germaniei şi U.R.S.S.

În cele ce urmează se va utiliza notaţia 7TC 170 conform STAS 3583—64, care indică un oţel aliat cu 0,07% C şi 17% Cr.

Oţelul 7TC 170 face parte din grupa oţelurilor feritice. Se numesc feritice deoarece au o structură omogenă asemănătoare cu a fierului α.

Compoziţia chimică rezultă din tabela 1.

În tabela 2 se dau cîteva proprietăţi fizice în comparaţie cu oţelul austenitic 7TNC 180—STAS 3583—64 şi OL 38 AB—STAS 500—63.

Tabela 1

Elemente de aliere	C	Si	Mn	Cr	Ti	S	P
Conţinutul, %	$\leqslant 0{,}08$	$\leqslant 0{,}8$	$\leqslant 0{,}7$	16—18	5x% C pînă la 0,8	$\leqslant 0{,}025$	$\leqslant 0{,}035$

Caracteristicile mecanice ale oţelului la temperatura de 20°C sînt date sumar în tabela 3 în comparaţie cu cele ale oţelurilor 7TNC 180 şi OL 38 AB.

Pentru o primă orientare se dau în tabela 4 date cu privire la rezistenţa la corodare chimică.

Pentru prelucrarea la cald a acestui oţel se dă alăturat variaţia rezilienţei, a limitei de curgere, rezistenţei la rupere şi alungirii, în funcţie de temperatură [3].

O caracteristică a oţelului este predispoziţia de creştere a grăunţilor în zona temperaturilor înalte; aceasta micşorează plasticitatea materialului şi înrăutăţeşte caracteristicile mecanice.

---

* Oţelul feritic cu 17% Cr prezentat este cunoscut în alte ţări sub denumirea: Z8 C17 (Franţa); X17T (эм645) (U.R.S.S.); AISI 430 (S.U.A.); W4510—X8CrTi17 (R.F.G.); SIS 2320 (Suedia); F1—17 (Anglia); D421 — X8CrTi17 (R.D.G.); Institutul de Cercetări Metalurgice Bucureşti pregăteşte realizarea acestui tip de oţel în ţară.

Tabela 2

Proprietăţi fizice \ Marca otelului	7TC 170	7TNC–180	OL 38 AB
Greutatea specifică, gf/cm³	7,7	7,9	7,85
Temperatura de topire, °C	1 500	1 425	1 500
Conductibilitatea termică la 20°C, cal/ms°C	0,06	0,039	0,096
Modulul de elasticitate la 20°C, kgf/mm²	21 000	21 000	21 000
Coeficientul de dilatare liniară $\alpha.10^6$ în intervalul de temperatură : 20–100°C 20–500°C	 10,00 11,00	 17,3 18,5	 12
Rezistenţa electrică ρ, ohm.mm²/m, la 20°C	0,60	0,73	0,15

Tabela 3

Caracteristici mecanice \ Marca oţelului	7TC 170	7TNC 180	OL 38 AB
Rezistenţa la rupere, kgf/mm²	50	55	38–47
Rezistenţa la curgere, kgf/mm²	20	20	22
Alungirea relativă, δ %	18	40	26

Tabela 4

Mediul	Temperatura °C	Concentraţia %
Acid azotic	⩽ 50–60	orice concentraţie
Acid fosforic	⩽50	⩽10
Acid fosforic	pînă la fierbere	<20
Acid fosforic	<70	<85
Acid tartric	⩽25	<5
Acid citric	⩽25	<5
Fenol	⩽100	orice concentraţie
Acid acetic	⩽40	<50
Alcalii, baze	⩽50	orice concentraţie
Soluţii de săruri	—	orice concentraţie

Perfecţionarea tehnologiei de elaborare, laminarea la temperaturi de circa 900°C urmată de un dublu tratament termic de încălzire la 760–780°C şi răcire în aer a permis să se obţină un oţel cu calităţi tehnologice îmbunătăţite [3]. Se precizează că operaţiile de prelucrare executate la cald (forjare, ambutisare etc.) trebuie să se facă la temperaturi de sub 1 000°C.

Proiectantul trebuie să aibă în vedere că utilizarea acestui oţel la temperaturi sub 0°C nu este indicată din cauza fragilităţii la rece. Problemele pe care le ridică punerea în operă a materialului au făcut obiectul unor încercări efectuate la Uzina mecanică de utilaj chimic — Bucureşti. Rezultatele cele mai semnificative ale acestor încercări sînt prezentate în continuare.

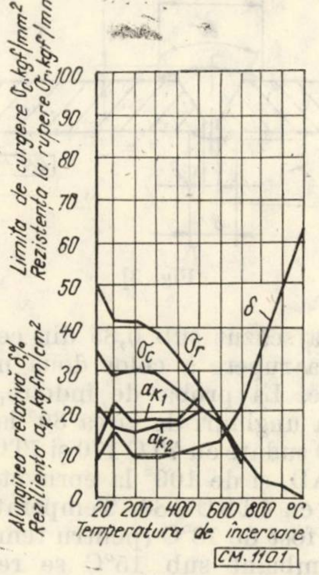


Fig. 1

S-a executat sudarea manuală a unor plăci de dimensiunile 150 × 300 mm : ambele din material 7TC 170; placă din 7TC 170 cu placă din oţel austenitic 7TNC 180; placă din 7TC 170 cu placă oţel carbon OL 38 AB.

În toate cazurile electrozii utilizaţi au fost cei care se folosesc curent la sudarea oţelurilor austenitice 7TNC 180 şi anume electrozi cu 18,5% Cr şi 9% Ni stabilizaţi cu niobiu.

Din plăcile sudate s-au confecţionat epruvete conform STAS 5540–57. În vederea sudării, plăcile, atît cele din 7TC 170 cît şi celelalte au fost tăiate la ghilotină şi apoi s-a procedat la înlăturarea zonei deformate mecanic, făcîndu-se prelucrarea tablelor pe raboteză (conform detaliului din figura 2).

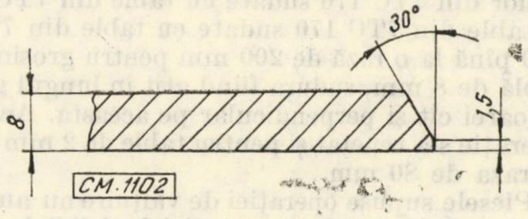


Fig. 2

Sudarea tablelor s-a făcut conform detaliului din figura 3. Pentru a evita depunerea de stropi de sudură, plăcile din oţel anticorosiv au fost vopsite înaintea sudării cu o soluţie de carbid în apă.

Executîndu-se sudurile cu un curent de intensitate identică cu cel folosit la sudarea oțelurilor austenitice, s-a observat că probele s-au rupt în zona sudurii. Rezistența la rupere a sudurii nu a scăzut sub 0,85 din cea mai mică rezistență la rupere a celor două materiale de bază sudate. La proba de îndoire, epruvetele s-au rupt la unghiuri de circa 30° la epruvetele din 7TC 170 sudate cu 7TC 170 și 7TC 170 sudate cu OL 38 AB, și de 100° la epruvetele din 7TC 170 sudate cu 7TNC 180. Temperatura aerului la sudare a fost de 18°C (pentru temperaturi ale mediului ambiant sub 15°C se recomandă o preîncălzire a tablelor înaintea sudării la 60—80°C [3]).

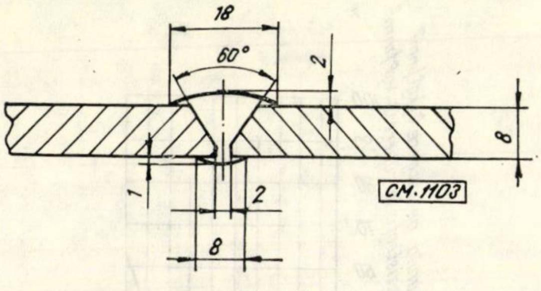


Fig. 3]

Deoarece rezultatele probelor de îndoire nu sînt satisfăcătoare, s-a micșorat curentul de sudare. Astfel, primul strat de sudură a fost dat cu electrozi de 3,25 mm diametru, cu un curent de circa 70 A, iar următoarele cu electrozi de 4 mm diametru și un curent de circa 100 A. Sudarea tablei de 2 mm s-a făcut cu electrozi de 3,25 mm diametru și un curent de circa 70 A. În aceste condiții s-au obținut rezistențe la rupere care nu au coborît sub 0,88 din rezistența la rupere cea mai mică a metalului de bază. De această dată au putut fi făcute și îndoirile tuturor epruvetelor la un unghi de 160° fără a apărea defecte superficiale.

Tablele sudate în aceste condiții au fost supuse operației de vălțuire la temperatura mediului ambiant de circa 25° C. S-a făcut vălțuirea tablelor din 7TC 170 sudate cu table din 7TC 170 și table din 7TC 170 sudate cu table din 7TNC 180 pînă la o rază de 200 mm pentru grosimi de tablă de 8 mm, sudura fiind atît în lungul generatoarei cît și perpendicular pe aceasta. Aceeași operație s-a repetat și pentru table de 2 mm pînă la raza de 80 mm.

Piesele supuse operației de vălțuire nu au prezentat nici un defect superficial vizibil la examinare cu lupa. Pentru vălțuiri la temperaturi sub 20°C se recomandă preîncălzirea tablelor la 60 — 80°C în special în zona sudurilor. În caz contrar, în zona învecinată sudurilor apar fisuri superficiale foarte fine, vizibile cu lupa. S-au realizat îndoiri la 90° cu raza interioară de îndoire minimă de cinci grosimi de material cu preîncălzirea tablelor la 200°C și cu o rază minimă de trei grosimi de material cu preîncălzirea tablelor la 950°C, îndoirea făcîndu-se la temperaturi cuprinse între 950 și 750°C. Tablele sudate au putut fi îndoite la aceleași raze numai după preîncălzire la temperaturi de peste 750°C.

Tabla de 8 mm din 7 TC 170 a fost îndoită la 180°C la cald, la o rază interioară de 25 mm. După preîncălzire la temperaturi de 950—750°C nu s-au constatat după îndoire defecte superficiale vizibile cu lupa. Definitivîndu-se regimul de sudare amintit mai înainte pentru care comportarea la încercări mecanice este satisfăcătoare s-au executat în continuare, în aceleași condiții, epruvete din care au fost executate șlifuri atît pentru zona sudurii și zona învecinată acesteia, cît și pentru zona materialului de bază. Aceste șlifuri au fost trimise la Institutul de Cercetări Metalurgice — București pentru a se studia rezistența lor la corodare.

În afara studiilor detaliate privind rezistența oțelului 7TC 170 efectuate la Institutul de Cercetări Metalurgice — București, aceste probe au avut drept scop numai să verifice dacă în condițiile tehnologiei de execuție folosite la Uzina mecanică de utilaj chimic — București sînt valabile anumite indicații date de literatura de specialitate privind rezistența la corodare.

Din încercările făcute la Institutul de Cercetări Metalurgice — București se desprinde concluzia că electrozii utilizați, precum și regimurile de sudare folosite asigură și o rezistență la corodare asemănătoare pentru materialul de adaos și materialul de bază. Rezultatele privind rezistența la corodare concordă cu rezultatele indicate de literatură cu privire la acest oțel.

În concluzie, oțelul feritic 7TC 170 poate fi utilizat cu succes la construirea aparaturii pentru industria chimică și alimentară ca înlocuitor al oțelului cu preț de cost mai ridicat 7TNC 180, acolo unde se cer condiții de puritate, precum și pentru medii cu agresivitate medie. Pentru sudarea tablelor se recomandă utilizarea electrozilor austenitici stabilizați, utilizați curent la sudarea oțelului 7TNC 180. Raza minimă de vălțuire este de 50 de ori grosimea materialului. Raza interioară minimă de îndoire la 90°, de trei ori grosimea materialului. Nu se recomandă utilizarea oțelului la temperaturi sub 0°C.

BIBLIOGRAFIE

[1] Stali s ponijenîm soderjaniem nichelia. Spravocinik. Metallurghizdat. Moscova, 1961.

[2] Studiul coroziunii chimice și electrochimice a oțelurilor feritice. Studiu ICEM (Institutul de Cercetări Metalurgice) prezentat la sesiunea de comunicări științifice, septembrie, 1965.

[3] Revista Himiceskoe Mașinostroenie, nr. 6, 1961 și nr. 5, 1962.

[4] *Colombier, L.* și *Hochman, J.* Acier inoxydables, acier réfractaires. Ed. Dunod, 1953.

[5] *Renert, M.* și *Tănase, G.* Calculul și construcția utilajului chimic vol. I. Ed. didactică și pedagogică, București, 1964.

CZ 629 :114.2 : 631.312.4—578—752

Contribuţii privind cuplarea şi stabilitatea în plan vertical a plugurilor purtate pe tractoarele cu şenile

Ilie BABICIU şi Victor MOROŞANU

Cuplarea plugului purtat pe tractorul cu şenile se face printr-un mecanism de suspendare în trei puncte, care permite mişcarea acestuia atît în plan vertical cît şi în plan orizontal. Mecanismul de suspendare este format din trei tiranţi (doi inferiori şi unul superior) care sînt fixaţi cu cîte o articulaţie la tractor, iar cu celălalt capăt se prind de cele trei bolţuri ale dispozitivului de cuplare a plugului.

Legătura dintre plug şi tractor în plan vertical este reprezentată de mecanismul patrulater *ABCD* (fig. 1).

Tiranţii inferiori se proiectează în plan vertical, suprapunîndu-se unul peste altul, formînd latura *CD* a mecanismului; latura *AB* reprezintă proiecţia în acelaşi plan a tirantului central.

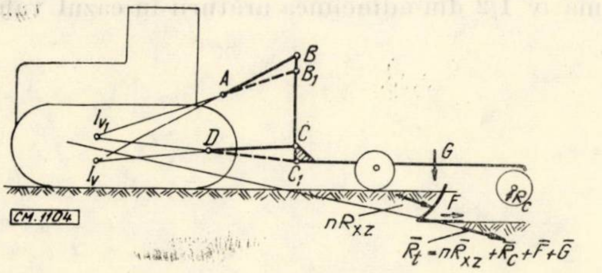


Fig. 1

Latura *BC* reprezintă proiecţia dispozitivului de prindere a plugului la mecanismul de suspendare. Elementul *BC* (deci şi plugul) execută, în timp ce roata de sprijin urmăreşte neregularităţile terenului în plan vertical, o mişcare plană în jurul centrului instantaneu de rotaţie I_v, care se obţine prin prelungirea proiecţiilor *AB* şi *CD* pînă la intersecţia lor. În acest moment plugul poate fi considerat articulat în punctul I_v (fig. 1).

Condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească mecanismul de cuplare a plugului la tractor în plan vertical sînt legate de asigurarea pătrunderii plugului în sol pe o distanţă cît mai mică, de evitarea suprasolicitării roţii de sprijin şi de menţinerea stabilităţii plugului în timpul lucrului.

— *Asigurarea pătrunderii plugului în sol pe o distanţă cît mai mică (1 — 2 m).* Distanţa pe care pătrunde plugul în sol la adîncimea reglată depinde de poziţia centrului instantaneu de rotaţie al mecanismului de cuplare a plugului la tractor, de greutatea plugului *G*, de unghiul ε pe care-l face, în momentul cînd vîrful brăzdarului atinge solul, planul de sprijin al trupiţei cu planul orizontal şi de unghiul pe care îl face brăzdarul cu fundul brazdei.

Stabilirea poziţiei centrului instantaneu de rotaţie al mecanismului de cuplare a plugului la tractor este determinată de direcţia rezultantei :

$$\overline{R}_t = n\overline{R}_{xz} + \overline{R}_c + \overline{F} + \overline{G},$$

unde :

R_{xz} este proiecţia în plan vertical a rezultantei forţelor elementare ce acţionează pe tăişul brăzdarului şi pe suprafaţa activă a trupiţei (fig.1) ;
n — numărul de trupiţe ;
F — forţa de frecare între plan şi peretele vertical al brazdei ;
R_c — forţa de acţionare asupra cuţitului disc în planul xz (vertical).

Condiţia de bază ca plugul să pătrundă în sol este ca centrul instantaneu de rotaţie să se afle totdeauna sub direcţia rezultantei R_t ce acţionează asupra plugului (fig. 1). În acest caz forţa R_t dă un moment în jurul centrului instantaneu de rotaţie I_v care tinde să introducă plugul în sol. În cazul în care centrul instantaneu de rotaţie I_{v1} se află deasupra direcţiei rezultantei R_t, aceasta dă un moment care tinde să scoată plugul din brazdă.

Greutatea plugului *G* determină prin mărimea şi punctul său de aplicaţie înclinarea forţei rezultante R_t (fig. 2) şi, în consecinţă, direcţia şi mărimea forţei de pătrundere a plugului în sol.

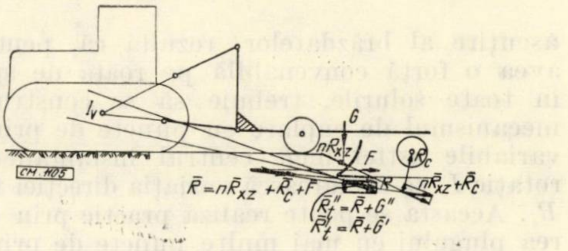

I_v
G
nR_{xz}
F
R_c
CM.1105
$\bar{R} = n\bar{R}_{xz} + \bar{R}_c + \bar{F}$
R
$n\bar{R}_{xz} + \bar{R}_c$
$\bar{R}_t'' = \bar{R} + \bar{G}''$
$\bar{R}_t' = \bar{R} + \bar{G}'$

Fig. 2

Unghiul ε pe care îl face, în momentul cînd vîrful brăzdarului atinge solul, planul de sprijin al trupiţei cu planul orizontal, se determină prin relaţia :

$$\varepsilon = \text{arc cotg}\,\frac{S_1}{a}$$

în care :

S_1 este distanţa pe care se produce pătrunderea plugului în sol;

a — adîncimea de lucru.

Valoarea unghiului ε este indicată de literatura de specialitate ca fiind cuprinsă între 3 şi 5°.

Unghiul de aşezare (într-un plan vertical perpendicular pe tăişul brăzdarului) pe care-l face brăzdarul cu fundul brazdei influenţează pătrunderea şi stabilitatea plugului în brazdă, precum şi mărirea sau micşorarea forţei pentru deformarea brazdei.

— *Asigurarea unei forţe constante de apăsare pe roata de sprijin în funcţie de condiţiile de sol şi adîncimea de lucru.* Momentul dat de forţa R_t (fig. 2), care tinde să introducă plugul în sol, nu trebuie să aibă o valoare prea mare, pentru a nu da naştere unei forţe mari pe roata de sprijin, ceea ce va duce la pătrunderea ei în sol şi deci la scăderea randamentului plugului. Deoarece direcţia forţei rezultante R_t variază în funcţie de sol şi de gradul de ascuţire al brăzdarelor, rezultă că, pentru a avea o forţă convenabilă pe roata de sprijin în toate solurile, trebuie să se construiască mecanismul de cuplare cu puncte de prindere variabile astfel încît centrul instantaneu de rotaţie I_v să urmărească variaţia direcţiei forţei R_t. Aceasta se poate realiza practic prin dotarea plugului cu mai multe puncte de prindere pe verticală atît pentru tiranţii inferiori cît şi pentru tirantul central.

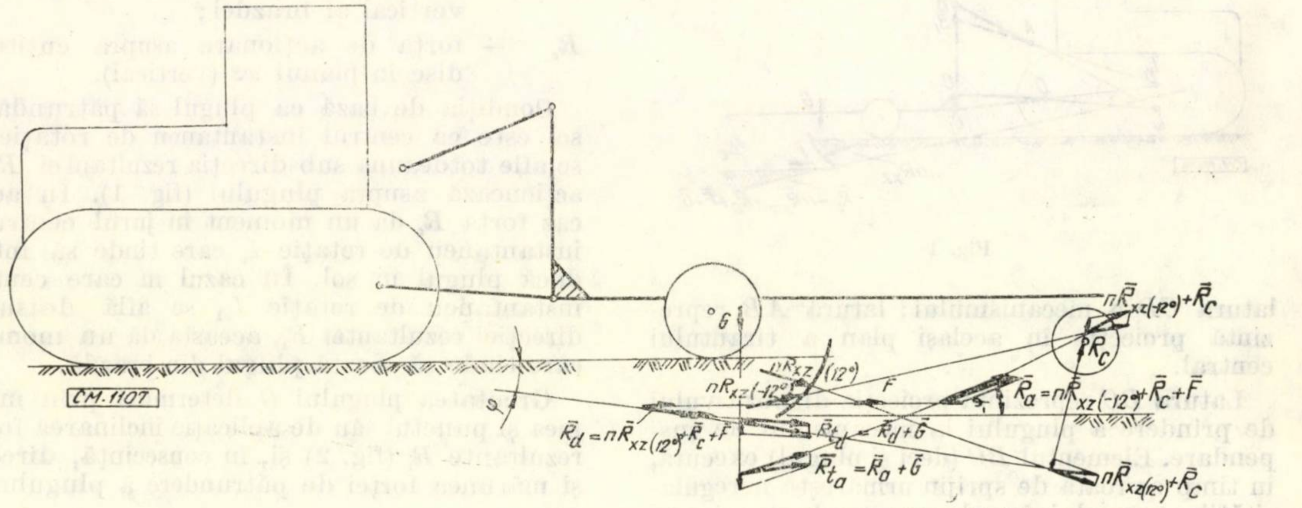

CM-1107
G
$n\overline{R}_{xz}(12°)$
$nR_{xz}(-12°)$
$\overline{F}$
$\overline{R}_a = n\overline{R}_{xz(-12°)} + \overline{R}_C + \overline{F}$
$\overline{R}_d = n\overline{R}_{xz(12°)} + \overline{R}_c + \overline{F}$
$\overline{R}_{t_d} = \overline{R}_d + \overline{G}$
$\overline{R}_{t_a} = \overline{R}_a + \overline{G}$
R_C
$n\overline{R}_{xz(-12°)} + \overline{R}_C$
$n\overline{R}_{xz(12°)} + \overline{R}_C$

Fig. 4

Poziţia optimă a centrului instantaneu de rotaţie I_v funcţie de variaţia forţei R_t se poate determina grafo-analitic sau analitic.

Metoda grafo-analitică constă în determinarea succesivă a forţelor $\overline{R}_t$ şi $\overline{R}_{t1} = \overline{R}_t + \overline{Q}_{xz}$ ca mărime şi direcţie. Q_{xz} reprezintă forţa de apăsare pe roata de sprijin în planul vertical (fig. 3). Se determină în prealabil (fig. 4) limitele de variaţie ale unghiului φ pe care îl face forţa $\overline{R} = \overline{nR}_{xz} + \overline{R}_c + \overline{F}$ cu orizontala, în funcţie de variaţia direcţiei forţei R_{xz}.

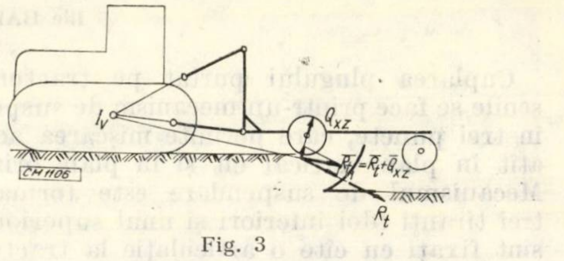

I_v
Q_{xz}
CM 1106
R_t
$\overline{R}_{t1} = \overline{R}_t + \overline{Q}_{xz}$

Fig. 3

Din experienţa de pînă acum se ştie că unghiul ψ pe care îl face forţa R_{xz} cu planul orizontal poate avea valori cuprinse între +12° şi −12° (fig. 5). Valorile negative ale unghiului ψ apar în solurile grele atunci cînd brăzdarele sînt tocite. Distanţa h, de la vîrful brăzdarului pînă la direcţia forţei R_{xz} este egală cu aproximativ 1/2 din adîncimea arăturii în cazul valorilor pozitive ale unghiului ψ (fig. 5,*a*) şi 1/3, în cazul valorilor negative (fig. 5,*b*).

Mărimea forţei R (fig. 2) se ia ca valoare maximă, funcţie de lăţimea de lucru a plugului de adîncimea maximă şi de posibilităţile de tracţiune ale tractorului.

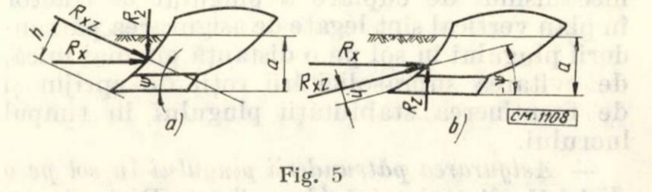

R_{xz}
R_x
ψ
a
a)
R_x
R_{xz}
ψ
R_z
a
b)
CM-1108

Fig. 5

Direcţia forţei R se determină în funcţie de variaţia direcţiei forţei R_{xz} pentru $\psi = \pm 12°$, în care caz forţa R devine R_a sau R_d.

Se determină direcția și mărimea forței R:

$$\overline{R}_a = \overline{nR_{xz(\psi=-12°)}} + \overline{R}_c + \overline{F}$$

— în cazul înclinării forței R_{xz} cu unghiul $\psi = -12°$ (cazul cel mai defavorabil pentru pătrunderea plugului în sol) și:

$$\overline{R}_d = \overline{nR_{xz(\psi=+12°)}} + \overline{R}_c + \overline{F}$$

— în cazul înclinării forței R_{xz} cu unghiul $\psi = +12°$ (cazul cînd apare apăsarea cea mai mare pe roata de sprijin la aceeași mărime a forței R).

Forțele R_a și R_d se compun succesiv (fig. 4) cu greutatea plugului G, obținînd forțele R_{ta} și R_{td}. Se duce prin axul roții de sprijin o dreaptă înclinată sub unghiul δ = arc tg f (fig. 6), unde f este coeficientul rezistenței la rulaj, obținîndu-se direcția suportului forței Q_{xz} de apăsare pe roata de sprijin. Se mută forțele R_{ta} și R_{td} pe suporții lor pînă intersectează direcția forței Q_{xz}, obținîndu-se punctele a și d. Prin punctul a se duce o verticală, iar prin punctul d o orizontală, la intersecția lor obținîndu-se punctul d_1.

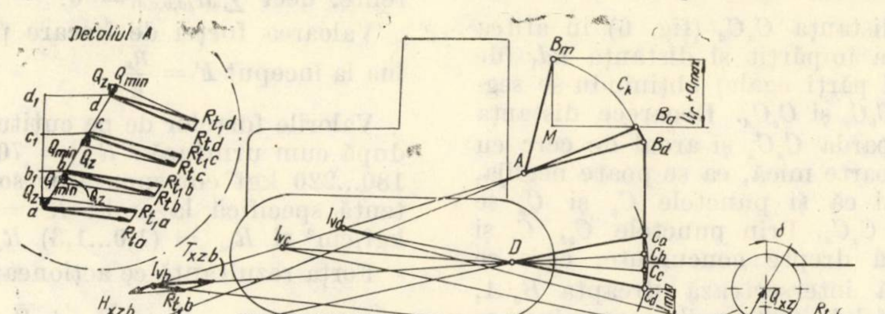


Fig. 6

La scara de reprezentare a forțelor se determină lungimea de segment corespunzător forței $Q_z = 150$ kgf, unde $Q_z = Q_{xz} \cos \delta$. Se împarte lungimea segmentului ad_1 la lungimea segmentului Q_z, obținîndu-se un număr de intervale ab_1, $b_1\, c_1$, $c_1\, d_1$ etc. Fiecare interval acoperă un domeniu de variație al forței R_t și corespunzător cu el se va determina un centru instantaneu pentru care forța Q_z nu va putea depăși 150 kgf.

Prin punctele b_1, c_1 etc. (fig. 6) se duc paralele la dreapta dd_1, pînă intersectează direcția forței Q_{xz}, obținîndu-se punctele b, c etc.

Prin punctele de intersecție a forțelor R_{ta} și R_{td} cu direcția forței Q_{xz} se ridică cîte o verticală.

Se alege pentru fiecare caz mărimea forței de apăsare Q_z pe roata de sprijin de 50 kgf. Se descompune forța Q_z pe direcția forței Q_{xz}, obținîndu-se în fiecare punct de intersecție forța Q_{min}. Se compune forța Q_{min} cu R_{tu} și R_{td}, obținîndu-se cîmpul de variație a direcției forței $R_{t1\,(a,\,b,\,c,\,d)}$ funcție de condițiile de sol. Se prelungesc suporții forțelor R_{t1a} și R_{t1d} în stînga obținîndu-se un fascicul de drepte.

Din punctul A (fig. 6), cu o deschidere de compas egală cu lungimea medie a tirantului central AB_m, se trasează un arc de cerc C_k.

Prin punctul A se ridică o rază sub unghiul maxim pe care îl poate face tirantul central cu orizontala pînă intersectează arcul de cerc C_k, obținînd punctul B_m. Din punctul B_m se coboară o verticală pe care se ia lungimea B_mM, egală cu lungimea de transport cerută prin tema de proiectare (circa 200 — 300 mm), la care se adaugă adîncimea maximă de lucru.

Prin punctul M se duce o orizontală care intersectează cercul C_k în punctul B_a. Se unește punctul B_a cu A, prelungindu-se segmentul respectiv în stînga pînă intersectează suportul forței R_{t1a}, obținîndu-se punctul I_{va}, ce reprezintă centrul instantaneu de rotație pentru cazul cel mai defavorabil, cînd forța R_{xz} face cu orizontala unghiului $\psi = -12°$.

Se unește punctul I_{va} cu punctul D, prelungindu-se segmentul respectiv pînă în punctul C_a, obținîndu-se în felul acesta poziția proiecției tiranților inferiori DC_a în plan vertical.

Unind punctele B_a cu C_a se obține lungimea barei verticale de la avantrenul plugului B_aC_a pentru $\psi = -12°$.

Pentru cazul cînd forța R_{xz} face cu orizontala unghiului $\psi = +12°$ se procedează în felul următor:

Se alege distanța minimă de la axa plugului C_d pînă la sol, determinată de condiția eliminării înfundărilor cu paie și buruieni, în special cînd sînt umede (experimental s-a determinat înălțimea minimă I_{min} = 260...350 mm). Se unește punctul C_d cu punctul D, obținîndu-se proiecția tiranților inferiori în plan vertical.

Dreapta C_dD se prelungeşte în stînga pînă se obţine intersecţia cu direcţia suportului forţei R_{t1d}, în punctul I_{vd}. Se uneşte punctul I_{vd} cu punctul A. Dreapta $I_{vd}A$ se prelungeşte pînă intersectează cercul C_k obţinîndu-se punctul B_d. Se uneşte punctul B_d cu punctul C_d obţinîndu-se noua lungime a elementului B_dC_d de la avantrenul plugului. În felul acesta s-au determinat limitele de reglaj maxime ale punctelor C şi B de pe plug, care satisfac condiţia de echilibru, precum şi limitele de apăsare pe roata de sprijin pentru cele două cazuri, ale forţelor R_{t1a} şi R_{t1d}.

La determinarea poziţiei punctelor de reglare ale axului plugului şi ale articulaţiei tirantului central de pe plug, pentru cazurile cînd asupra plugului acţionează forţele R_{t1b} şi R_{t1c} se procedează după cum se precizează în continuare.

Se împarte distanţa C_aC_d (fig. 6) în atîtea părţi în cîte s-a împărţit şi distanţa ad_1 (de exemplu în trei părţi egale) obţinîndu-se segmentele C_aC_b; C_bC_c şi C_cC_d. Deoarece distanţa pe rază între coarda C_aC_d şi arcul de cerc cu raza DC_a este foarte mică, ea se poate neglija, considerînd deci că şi punctele C_a şi C_d se află pe coarda C_aC_d. Prin punctele C_b, C_c şi D se duc două drepte concurente, care se prelungesc pînă intersectează dreapta B_dA, obţinîndu-se în felul acesta noile centre instantanee de rotaţie I_{vb} şi I_{vc}. Pentru ca plugul să fie în echilibru pentru noile poziţii de reglaj ale tiranţilor inferiori este necesar ca direcţiile forţelor R_{t1b} şi R_{t1c} să treacă prin centrele instantanee de rotaţie I_{vb} şi I_{vc}. În această situaţie se unesc punctele I_{vb} şi I_{vc} cu punctele b şi c, obţinîndu-se în felul acesta direcţia şi mărimea forţelor R_{t1b} şi R_{t1c} — care, pentru uşurarea calculului, se consideră egale: $R_{t1a} = R_{t1b} = R_{t1c} = R_{t1d}$.

Din punctele de intersecţie ale forţelor R_{t1b} şi R_{t1c} cu direcţia forţei Q_{xz} se coboară cîte o verticală (fig. 6) pe care se iau forţe egale cu forţa $Q_z = 50$ kgf, dar cu sens invers. Din capătul fiecărui segment se duce cîte o orizontală pînă intersectează direcţia forţei Q_{xz}, determinînd în felul acesta mărimea forţei Q_{min}. Se scade din forţele R_{t1b} şi R_{t1c} forţa Q_{min}, obţinîndu-se forţele R_{tb} şi R_{tc}. Dacă se scad grafic forţele $\overline{R}_{tb} - \overline{F} - \overline{G} - \overline{R}_c = n\overline{R}_{xz}$ rezultă direcţia şi mărimea forţei pe trupiţe. Acelaşi prodedeu se aplică şi pentru forţa R_{tc}. Cunoscînd direcţia şi mărimea forţei R_{xz} pentru cele două reglaje intermediare se pot face recomandări în cartea tehnică a plugului privind reglajul în funcţie de condiţiile de sol.

Punctele B_a şi B_d reprezintă punctele de reglaj ale tirantului central în plan vertical. Punctele C_a, C_b, C_c şi C_d reprezintă punctele de reglaj ale tiranţilor inferiori în plan vertical, astfel încît să se respecte condiţia $Q_{min} < Q_{xz} < Q_{max}(50 < Q_z < 150$ kgf).

Pentru determinarea forţelor $H_{xz(a,b,c,d)}$ şi $T_{xz(a,b,c,d)}$, forţele R_{t1a}, R_{t1b}, R_{t1c} şi R_{t1d} se deplasează succesiv în punctele I_{va}, I_{vb}, I_{vc} şi I_{vd} şi se descompun după cele două direcţii pentru fiecare reglaj, respectiv AB_a şi DC_a; AB_d şi DC_b; AB_d şi DC_c şi AB_d şi DC_d. Echilibrul plugului în timpul lucrului, pentru fiecare reglaj în parte, este determinat de condiţiile grafice de echilibru care sînt:

— poligonul forţelor ce acţionează asupra agregatului trebuie să se închidă, adică rezultanta tuturor forţelor trebuie să fie egală cu zero;

— rezultanta $\overline{R}_{t1\,(a,b,c,d)} = \overline{Q}_{xz} + \overline{R}_{t\,(a,b,c,d)}$ (fig. 6) să treacă prin punctul $I_{v\,(a,b,c,d)}$ astfel încît forţele $T_{xz\,(a,b,c,d)}$, $H_{xz\,(a,b,c,d)}$ şi $R_{t1\,(a,b,c,d)}$ să fie concurente, deci $\sum M_{(a,b,c,d)} = 0$.

Valoarea forţei de frecare pe plaz se poate lua la început $F = \frac{R_x}{6}$.

Valorile forţelor de pe cuţitul disc se pot lua după cum urmează: $R_{cx} = 70...90$; $120...150$; $180...220$ kgf corespunzător solurilor cu rezistenţă specifică la arat: $K = 0{,}4$; $0{,}6$ şi $0{,}8$ kgf/cm^2 şi $R_{cz} = (1{,}0...1{,}3)\,R_{cx}$.

Forţa rezultantă ce acţionează pe disc va fi:

$$\overline{R}_c = \overline{R}_{cx} + \overline{R}_{cz}.$$

Metoda analitică constă în determinarea domeniului de variaţie a necunoscutelor b, α, β, T_{xz} şi H_{xz}, unde:

b este lungimea elementului BC al avantrenului plugului;

α — unghiul pe care-l face tirantul central cu orizontala;

β — unghiul pe care-l fac tiranţii inferiori cu orizontala;

T_{xz} — forţa ce acţionează în tiranţii inferiori;

H_{xz} — forţa ce acţionează în tirantul central.

Pentru a determina poziţiile superioare ale punctelor B_a şi C_a (fig. 7) care se calculează pentru forţa nR_{xz} aflată la un unghi $\psi = -12°$, se scriu ecuaţiile de echilibru ale plugului în plan vertical în timpul lucrului, punînd condiţia ca punctul B_a (care pentru poziţia de transport se ridică cu o distanţă egală cu suma dintre lumina de transport $-l_{tr}$ şi adîncimea maximă de lucru $-a_{max}$) să ajungă în B_m (poziţia limită superioară a tirantului central, aflat la înălţimea M de la sol), lăsînd o lumină de transport de aproximativ 200 — 300 mm. Se impune ca forţa Q_z să nu depăşească valoarea de 50 kgf.

$$\sum F_{ix} = Q_x + R_{cx} + F + nR_x + H_{xza}\cdot\cos\alpha_a - T_{xza}\cdot\cos\beta_a = 0; \qquad (1)$$

$$\Sigma F_{iz} = Q_z + R_{cz} - G + nR_z + H_{xza}\cdot\sin\alpha - T_{xza}\cdot\sin\beta_a = 0; \qquad (2)$$

$$\Sigma M_{i(C_a)} = H_{xza}\cdot\cos\alpha_a\cdot b_a + G\cdot a - Q_x\cdot f_a - nR_z\cdot d - nR_x h_a - Fm_a - R_{cx}\cdot g_r - Q_z c - R_{cz}\cdot e = 0. \qquad (3)$$

Tot din figura 7 se pot scrie încă două ecuaţii :

$$b_a = H + r_1\cdot\sin\alpha_a - r_2\cdot\sin\beta_a; \qquad (4)$$

$$\sin\alpha_a = \frac{M - H - N - Ltr - a_{max}}{r_1}, \qquad (5)$$

unde :

r_1 este lungimea medie a proiecţiei tirantului central ;

r_2 — lungimea tirantului inferior,

iar celelalte elemente sînt conform notaţiei din figura 7. Cunoscînd că distanţele f_a, m_a, g_a, h_a se pot exprima funcţie de unghiul β_a, de exemplu : $f_a = N + r_2 . \sin\beta_a - R_0$, rezultă un sistem de cinci ecuaţii cu cinci necunoscute, care poate fi rezolvat, obţinîndu-se valorile b_a, α_a, β_a, T_{xza} şi H_{xza}.

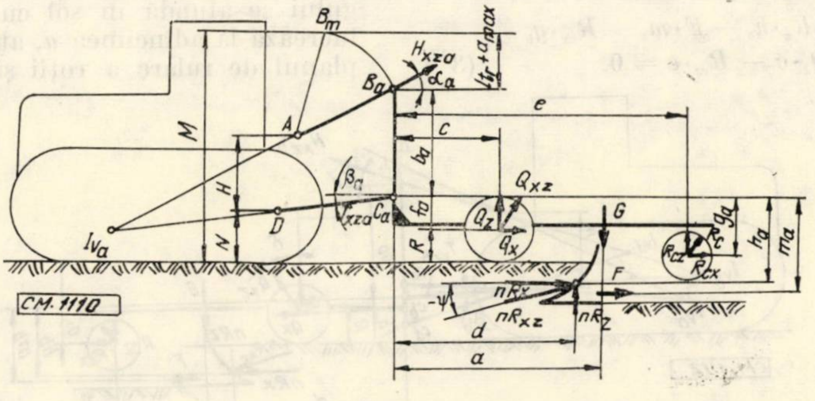

B_m
H_{xza}
B_a
α_a
$Ltr + a_{max}$
A
M
H
N
β_a
D
C_a
T_{xza}
l_{Va}
e
c
b_a
f_a
R
Q_{xz}
Q_z
Q_x
G
g_a
h_a
m_a
R_{cz}
R_{cx}
R_c
F
nR_x
$-\psi$
nR_{xz}
nR_z
d
a
CM. 1110

Fig. 7

Pentru a determina poziţiile inferioare ale punctelor B_d şi C_d (fig. 8) care se calculează pentru forţa nR_{xz} aflată la un unghi $\psi = 12°$, se scriu ecuaţiile de echilibru ale plugului în plan vertical în timpul lucrului, punînd condiţia ca punctul C_d să se afle la înălţimea $I_{min} = 200...300$ mm de la sol, înălţime care să nu permită înfundările.

$$\Sigma F_{ix} = Q_x + R_{cx} + F + nR_x + H_{xzd}\cdot\cos\alpha_d - T_{xzd}\cdot\cos\beta_d = 0 \qquad (1')$$

$$\Sigma F_{iz} = Q_z + R_{cz} - G - nR_z + H_{xzd}\cdot\sin\alpha_d + T_{xzd}\cdot\sin\beta_d = 0 \qquad (2')$$

$$\Sigma M_{i(C_d)} = H_{xzd}\cdot\cos\alpha_d\cdot b_d + Ga + Q_x\cdot f_d + nR_z\cdot d - nR_x\cdot h_d - F\cdot m_d - R_{cx}\cdot g_d - Q_z\cdot C - R_{cz}\cdot e = 0. \qquad (3')$$

Tot din figura 8 se mai pot scrie două ecuaţii :

$$b_d = H + r_1\cdot\sin\alpha_d + r_2\cdot\sin\beta_d; \qquad (4')$$

$$\sin\beta_d = \frac{N - I_{min}}{r_2}. \qquad (5')$$

Cunoscînd că distanţele f_d, g_d, h_d, m_d se pot exprima în funcţie de elementele cunoscute ale plugului, rezultă un sistem de cinci ecuaţii cu cinci necunoscute, care poate fi rezolvat obţinîndu-se valorile b_d, α_d, β_d, T_{xzd} şi H_{xzd}.

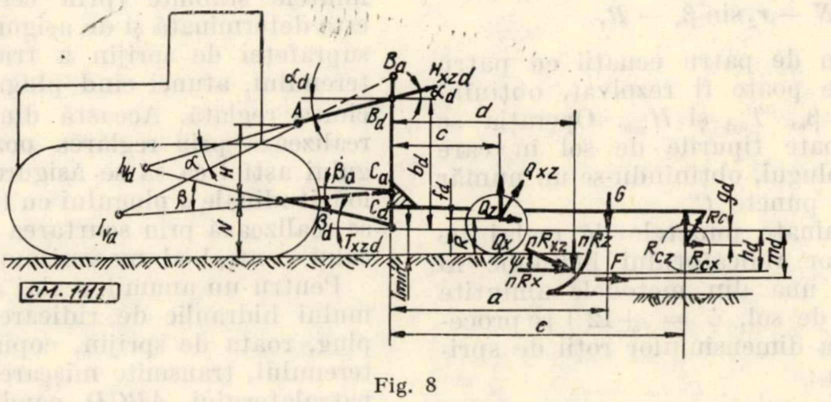

α_d
B_a
H_{xzd}
α_d
A
B_d
d
c
b_d
h_d
α
H
β
β_a
C_a
C_d
β_d
l_{Va}
N
T_{xzd}
f_d
R
I_{min}
Q_{xz}
Q_z
Q_x
nR_{xz}
nR_z
ψ
nR_x
G
g_d
R_c
R_{cz}
R_{cx}
F
h_d
m_d
a
e
CM. 1111

Fig. 8

Domeniile de variaţie ale unghiurilor α şi β vor fi :

$$\alpha = \alpha_a - \alpha_d,$$

$$\beta = \beta_a + \beta_d.$$

Pentru a afla punctele de reglaj pentru alte tipuri de sol, caracterizate prin alte valori ale forțelor nR_x și nR_z, se scriu ecuațiile de echilibru (fig. 9) impunîndu-se ca forța de apăsare pe roată $Q_z = 50$ kgf.

Pentru a avea o lumină de transport maximă se impune ca tirantul central să se afle la unghiul α_d :

$$\Sigma F_{ix} = Q_x + R_{cx} + F + nR_x + H_{xzb}\cdot\cos\alpha_d - \\ - T_{xzb}\cdot\cos\beta_b = 0\,; \qquad (1'')$$

$$\Sigma F_{iz} = Q_z + R_{cz} - G - nR_z + H_{xzb}\cdot\sin\alpha_d + \\ + T_{xzb}\cdot\sin\beta_b = 0\,; \qquad (2'')$$

$$\Sigma M_{i\,(C_b)} = H_{xzb}\cdot\cos\alpha_d\cdot b_b + Ga - Q_x\cdot f_b + \\ + nR_z\cdot d - nR_x\cdot h_b - F\cdot m_b - R_{cx}\cdot g_b - \\ - Q_z\cdot c - R_{cz}\cdot e = 0. \qquad (3'')$$

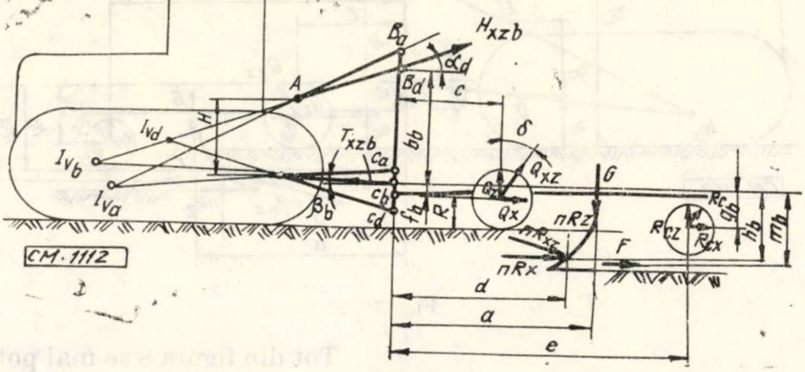


Fig. 9

Tot din figura 9 se mai poate scrie ecuația :

$$b_b = H + r_1\sin\alpha_d + r_2.\sin\beta_b. \qquad (4'')$$

Cunoscînd că distanțele f_b, m_b, g_b și h_b se pot exprima funcție de unghiul β_b, de exemplu :

$$f_b = N - r_2\sin\beta_b - R,$$

rezultă un sistem de patru ecuații cu patru necunoscute, care poate fi rezolvat, obținîndu-se valorile b_b, β_b, T_{xzb} și H_{xzb}. Operația se repetă pentru toate tipurile de sol în care vrem să lucreze plugul, obținîndu-se un număr corespunzător de puncte C.

O dată determinate punctele de reglaj pe plug ale tiranților ridicătorului hidraulic al tractorului după una din metodele amintite (funcție de tipul de sol, $\psi = \pm 12°$) se procedează la stabilirea dimensiunilor roții de sprijin, după formula :

$$b_r = \frac{3\,Q_{zmax}}{2q_0\cdot h^{3/2}\sqrt{D}},$$

în care :

q_0 este coeficientul volumetric de strivire a solului ; $q_0 = 0{,}8\ldots1$ pentru miriște ; $q_0 = 1{,}5\ldots2{,}5$ pentru terenuri tari, înțelenite, kgf/cm³ ;

b — lățimea obezii roții, cm ;

D — diametrul roții de sprijin (experimental 400 — 700 mm), cm ;

Q_{zmax} — forța maximă de apăsare pe roata de sprijin ; $Q_{z\,max} = Q_{x\,max}$ cotg δ (fig.9) ; mărimea forței Q_z variază în timpul aratului în funcție de condițiile de lucru și de poziția CIR ;

h_{max} — adîncimea maximă de afundare a roții de sprijin în sol.

Valoarea lui h_{max} se determină din cerințele agrotehnice, ce impun ca abaterea medie de la adîncimea medie de lucru să fie

$$\Delta\,a_{max} = 2 \text{ cm}.$$

Dacă se consideră că roata de sprijin a plugului se afundă în sol cu $h = \Delta a$ și plugul lucrează la adîncimea a, atunci distanța dintre planul de rulare a roții și fundul brazdei va fi $a - \Delta a$. Condiția ca adîncimea de lucru să varieze în limitele $a \pm \Delta a$ este ca mărimea h să fie cuprinsă între $h_{min} = 0$ și $h_{max} = 2\Delta a$.

— ***Stabilitatea plugului în timpul lucrului.*** Condiția de menținere a adîncimii de lucru în limitele stabilite (prin cerințele agrotehnice) este determinată și de asigurarea paralelismului suprafeței de sprijin a trupiței cu suprafața terenului, atunci cînd plugul a ajuns la adîncimea reglată. Această din urmă condiție se realizează prin reglarea poziției cadrului plugului astfel ca să se asigure paralelismul axei longitudinale a plugului cu terenul. Acest reglaj se realizează prin scurtarea sau lungirea tirantului central al mecanismului de suspendare.

Pentru un anumit reglaj al poziției mecanismului hidraulic de ridicare a tractorului, pe plug, roata de sprijin, copiind neregularitățile terenului, transmite mișcarea din plan vertical patrulaterului *ABCD* conducînd la mișcarea centrului instantaneu de rotație I_v după o curbă. Această deplasare a centrului instantaneu de rotație va conduce în ultima instanță la varierea apăsării pe roata de sprijin, datorită depărtării dintre punctul I_v și suportul forței R_{t1}. Variația forței pe roata de sprijin continuă pînă cînd direcția forței R_{t1} va trece prin centrul instantaneu de rotație I_v, cînd sistemul se găsește în echilibru.

Dacă reglajul este necorespunzător, determinînd o slabă stabilitate în plan vertical a plugului (care se poate observa practic prin afundarea excesivă a roții de sprijin sau prin faptul că roata nu se sprijină pe sol), se procedează după cum urmează :

— în cazul cînd roata se afundă excesiv, se coboară axul plugului din punctul C_a în C_b, după care se încearcă plugul; dacă se constată același fenomen se coboară și bolțul de prindere a tirantului central pe plug din punctul B_a în punctul B_b și, dacă totuși roata se afundă, se procedează la coborîrea în continuare a axului plugului în punctele C_c sau C_d ;

— în cazul cînd roata de sprijin nu se rostogolește pe sol se procedează la ridicarea axului plugului succesiv în punctele C_c, C_b, C_a.

Și dacă totuși roata de sprijin nu rulează pe sol (ea fiind reglată pentru adîncimea dorită) se mută și bolțul de prindere a tirantului central din punctul B_a în punctul B_a.

În tabela 1 sînt trecute rezultatele obținute cu plugul PPS4-35 lucrînd în agregat cu tractorul pe șenile S-650.

— plugul intră în sol la adîncimea reglată ;

— distanța de pătrundere la adîncimea de 30 cm a fost de circa 2,5 m ;

— abaterea medie de la adîncimea medie de lucru a fost de 0,6 cm.

În cazul solurilor mijlocii ($K = 0,6$ kgf/cm^2), cînd roata de sprijin a plugului este reglată pentru adîncimea de 30 cm și tiranții inferiori ai mecanismului de ridicare ai tractorului sînt reglați la diferite înălțimi s-a constatat :

a) Pentru 640 mm :

— plugul are o bună pătrundere în sol (pe o distanță de 3 m) ;

— abaterea medie de la adîncimea medie de lucru este de 0,71 cm ;

— afundarea roții de sprijin în sol este minimă.

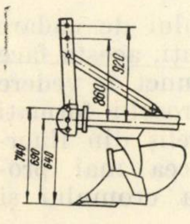
b) Pentru 690 mm :

— plugul are o bună pătrundere și ajunge la adîncimea reglată după 1,5 m ;

— abaterea medie de la adîncimea medie de lucru este de 1,0 cm ;

— crește afundarea roții de sprijin.

Tabela 1

	Tipul solului	Adîncimea reglată, cm	Adîncimea medie obținută, cm	Lățimea medie de lucru, cm	Reglajul punctelor de prindere al tiranților inferiori, mm	Reglajul punctelor de prindere al tiranților superiori, mm	Abaterea medie de la adîncimea de lucru, cm	Rezistența specifică la arat, kgf/cm²
	Lăcoviște plumburie	30	24,9	114,6	690	860	2,3	1,24
	(Banat)	30	29,8	114,7	740	920	0,6	1,24
	Aluviune	30	29,7	147,1	640	860	0,71	0,6
	(Oltenița)	30	31,2	149	690	860	1,1	0,6

Din datele obținute se pot trage o serie de concluzii.

Astfel, în cazul solurilor foarte grele ($K = 1,24$ kgf/cm^2) cînd roata de sprijin a plugului este reglată pentru adîncimea de 30 cm și tiranții inferiori ai mecanismului de ridicare al tractorului sînt reglați la diferite înălțimi, s-a constatat :

a) Pentru 690 mm:

— plugul nu intră în sol mai mult de 25 cm ;

— distanța de pătrundere la adîncimea de 25 cm a fost de circa 6 m ;

— abaterea medie de la adîncimea medie de lucru a fost de 2,3 cm.

b) Pentru 740 mm :

Rezultă deci din studiul privind reglarea poziției centrului instantaneu de rotație și din datele experiențelor că plugurile purtate lucrează cu un randament ridicat și cu o bună stabilitate, atunci cînd plugul sau tractorul posedă posibilitatea de reglare a poziției centrului instantaneu de rotație format de prelungirea tiranților inferiori și superiori ai mecanismului de ridicare de pe tractor, în funcție de condițiile de sol și starea brăzdarelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krasnicenko, A. V.* Manualul constructorului de mașini agricole, vol. II, București, Editura tehnică, 1964.

[2] *Letoșaev, M. N.* Mașini agricole. București, Editura Agro-Silvică de Stat, 1959.

CZ 621.791.7–871 :541.182.21.3 : 614.8

Caracterizarea fizică şi chimică a aerosolilor rezultaţi la sudarea electrică manuală, în vederea stabilirii riscurilor profesionale

Aurel ŞTEFĂNESCU, Gheorghe NADUDVARY şi Monica BORDA

Datorită marilor sale avantaje tehnice şi economice, sudarea cu arc electric îşi găseşte o largă aplicare în diverse ramuri industriale : industria constructoare de maşini, şantiere navale, şantiere de construcţie etc. Cu toată extinderea sudării automate cu arc electric, sudarea manuală cu electrozi înveliţi, datorită universalităţii şi a posibilităţilor de manevrare, continuă să fie cel mai răspîndit procedeu de sudare.

Indiferent de tehnica de sudare utilizată, un factor comun îl constituie impurificarea atmosferei de lucru cu substanţele nocive rezultate prin topirea electrozilor cu arcul electric.

După cum se ştie, electrozii pentru sudarea manuală sînt constituiţi din sîrmă şi din înveliş. Sîrma, la sudare, formează depunerea de metal necesară realizării stratului de sudură, iar învelişul, conţinînd componenţi ionizanţi, zgurifianţi, fondanţi, dezoxidanţi etc., are un rol de protecţie şi de aliere. În unele cazuri, învelişul conţine şi componenţi de adaos, cum sînt pulberile de fier, nichel etc. Compoziţia sîrmei şi mai ales a învelişului determină marca electrozilor.

La temperatura înaltă a arcului electric (peste 5 000°C) o parte din substanţele din sîrmă şi din înveliş trec în stare gazoasă. Vaporii, în contact cu atmosfera, se condensează şi formează aerosoli de condensare, ale căror particule, din punctul de vedere al gradului de dispersie, se apropie de fum.

Aerosolii metalici de condensare, împreună cu gazele rezultate din topirea învelişului, reprezintă principala nocivitate pentru sudor [6], [11].

Există lucrări de specialitate care tratează aspectele igienico-sanitare ale problemei. Unii autori [2], [3], [4], [5], [13], studiază problema condiţiilor de lucru şi a morbidităţii sudorilor electrici şi ajung la concluzia că cea mai răspîndită formă de îmbolnăvire profesională este pneumoconioza. Asupra pneumoconiozei provenite din sudare şi asupra proprietăţilor agresive ale aerosolilor de sudare, datele din literatură sînt uneori contradictorii. Majoritatea autorilor apuseni presupun că inspisarea îndelungată a prafului de sudare duce la rideroză ; alţii afirmă că aerosolul de sudare electrică provoacă manganoconioză, iar alţii — printre aceştia şi autorii sovietici — consideră că aerosolul de sudare electrică provoacă siderosilicoza.

Există o corelaţie determinantă între dimensiunile particulelor de praf şi gradul lor de reţinere în aparatul respirator. După ce găseşte că în zona de respiraţie a sudorului 99% din particulele de praf au dimensiuni sub un micron, Migai [4] arată, prin cercetările efectuate la 10 muncitori tineri, că 60 — 70% din pulberea inspirată este reţinută de către aparatul respirator (pulberile mai mici de 5 microni sînt capabile să treacă peste ,,bariera de apărare'' a căilor respiratorii şi să ajungă în alveole).

Tot Migai arată că particulele provenite din sudare, care au sarcină electrică, sînt reţinute în cantitate mai mare, comparativ cu cele neutre.

În ceea ce priveşte fagocitoza provocată de praful provenit din sudare, acelaşi autor arată că cel provenit de la electrozii UONI se fagocitează la fel ca şi praful de cuarţ.

Există şi date experimentale, privind expunerea la praful provenit de la sudarea electrică, care conchid că factorul etiologic al pneumoconiozei îl formează nu numai oxizii de fier, dar şi oxizii de mangan, bioxidul de siliciu şi compuşii fluorului [13].

Deoarece în compoziţia prafului de sudare intră Mn, Cr, F şi alţi componenţi, acesta face parte din pulberile toxice. Din punct de vedere toxicologic, se apreciază că aerosolii formaţi prin topirea electrozilor cu înveliş din fluorcalciu au toxicitatea generală cea mai pronunţată, urmată de toxicitatea cromului şi a manganului [7].

Toxicitatea pulberii depinde, în mare măsură, de solubilitatea ei. Pentru studiul solubilităţii pulberii de sudare, Migai a colectat praful rezultat din trei mărci de electrozi (UONI — 13/45, OMM — 5 şi austenitici). Solubilitatea a fost determinată în trei medii : în sucul gastric, în plasma nativă a sîngelui uman şi în soluţie fiziologică normală. Cea mai mare solubilitate a fost găsită în sucul gastric, ceea ce se explică prin prezenţa acidului clorhidric.

În ceea ce priveşte compoziţia aerosolilor de sudare, datele sînt foarte variate şi depind de compoziţia electrozilor şi a învelişului, de intensitatea curentului electric de sudare, de obiectul de sudat etc. Unele determinări [12] au arătat că în praful recoltat de pe masca sudorilor se găsesc prezente următoarele componente : $Fe_2O_3 = 40,47...61,81\%$; $SiO_2 = 8,53...15,2\%$; $Mn = 4,45\%$. Voronţova [13] dă pentru praful de sudare următoarea compoziţie : oxizi de fier 45 — 67%, oxizi de mangan 3...8%,

SiO_2 = 3...8%, în afara compuşilor de fluor. Molfino precizează că principalul constituent este bioxidul de fier (46...82%).

Un fapt deosebit de important de precizat îl constituie forma sub care se prezintă siliciul în aerosolii proveniţi de la sudarea electrică. Unii autori ca Tebbens şi Drimker consideră că siliciul liber s-ar găsi numai sub formă amorfă, iar nu şi cristalină [12].

De Balzac şi Leroy atrage atenţia asupra posibilităţii apariţiei acidului fluorhidric provenit prin descompunerea fluorurilor de calciu şi sodiu, datorită temperaturii ridicate.

Importantă din punct de vedere igienic este şi particularitatea electrozilor austenitici de a degaja oxizi de crom.

De asemenea, nu trebuie subestimat tabloul gazelor nocive rezultate în arcul electric : ozonul, oxizii de azot, oxidul de carbon, hidrogenul fluorurat şi al radiaţiilor [1].

Studiul efectuat de Institutul de Igienă — Cluj în colaborare cu uzinele Industria Sîrmei — Cîmpia Turzii, asupra celor trei mărci de electrozi indigeni (titanici, bazici, austenitici), s-a desfăşurat în două direcţii principale :

— caracterizarea dispersiei aerosolilor la sudare ;

— determinarea cantitativă a Mn, Cr, Ni şi Si din aerosolii de sudare.

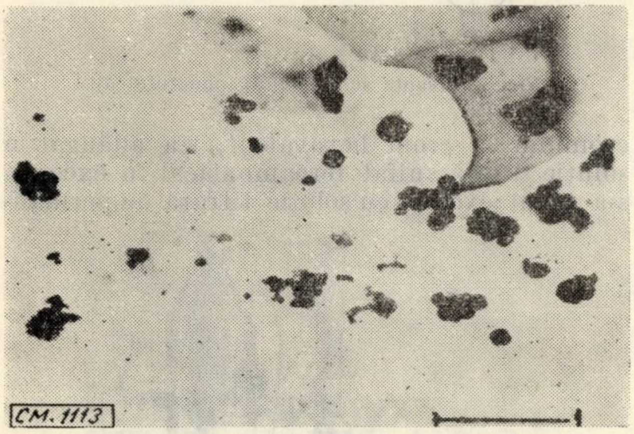


Fig. 1

Avînd în vedere că aerosolii de condensare, care iau naştere la sudare, prezintă o dispersie foarte fină, cu particule care în majoritatea lor sînt inferioare, ca dimensiune, limitei de vizibilitate a microscopului optic, pentru caracterizarea dispersiei acestui aerosol s-a recurs la microscopul electronic [10].

Pentru examinarea la microscopul electronic, aerosolii au fost recoltaţi după o tehnică specială, după cum urmează : s-au preparat grile de microscop electronic, cu peliculă de material sintetic şi aceste grile au fost montate în dreptul orificiului de depunere a pulberii, pe discul unui conimetru Zeiss. Aerosolii au fost precipitaţi pe pelicula acestor grile, iar grila, extrasă, a fost montată în microscop, în scopul dimensionării şi fotografierii particulelor [14].

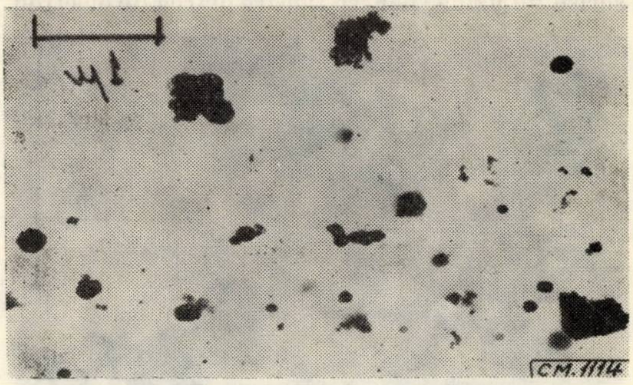


Fig. 2

În clişeele arătate sînt redate imagini ale aerosolilor măriţi de 10 000 de ori (fig. 1, 2 3 şi 4) şi 45 000 de ori (fig. 5 şi 6).

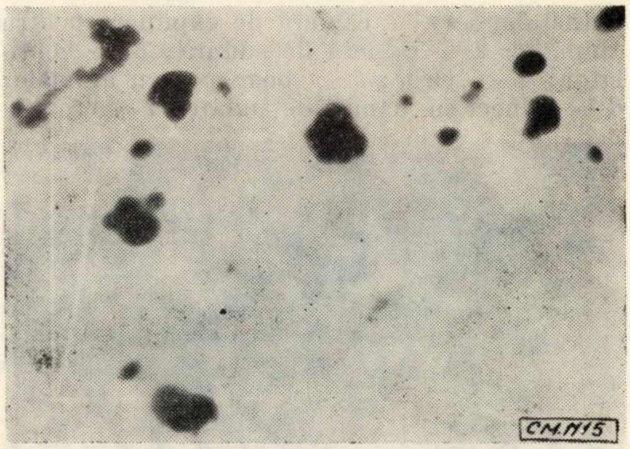


Fig. 3

Recoltarea probelor s-a făcut prin aspiraţie, pe membrane filtrante AFA-V10 (sovietice) cu o viteză de 30 l/min. Recoltarea a fost făcută atît la locul de muncă al sudorilor, cît şi într-o instalaţie realizată în scopul expunerii ulterioare a animalelor de experienţă la fumul de

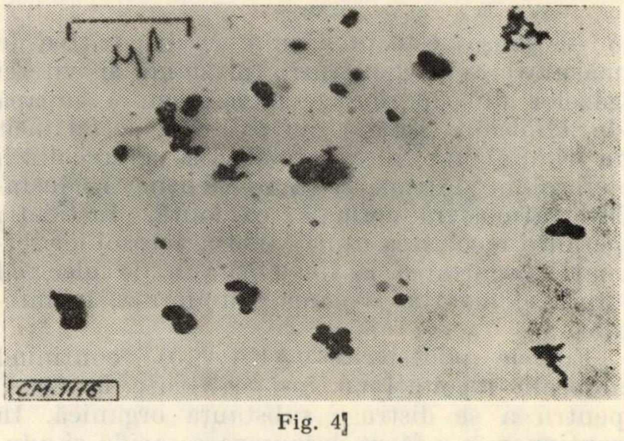


Fig. 4

sudare (fig. 7 şi 8). Topirea electrozilor în instalaţia experimentală s-a făcut în condiţiile de polaritate şi de intensităţi de curent prescrise de uzină, pentru fiecare marcă de electrod.

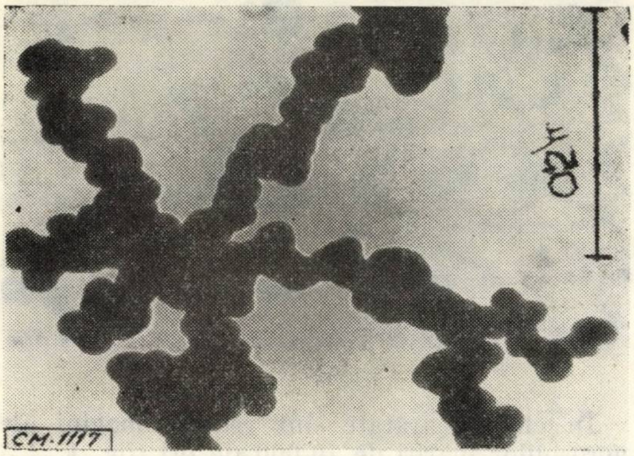


Fig. 5

Instalaţia (*1* — cameră de expunere pentru animale; *2* — cameră de sudură; *3* — ventilator; *4* — vizor; *5* — boxe pentru animale; *6* — mîneci cu mănuşi de sudare; *7* — ventil; *8* — flanşă) este prevăzută cu dispozitive de măsurare a temperaturii, presiunii şi vitezei gazelor din interior, precum şi cu o supapă de admisie a aerului din exterior, astfel încît în timpul topirii electrozilor şi al recoltării aerosolilor de sudare, să se menţină în instalaţie atmosfera normală, oxidantă. Instalaţia permite recoltarea cantitativă a aerosolilor formaţi (raportarea la un kilogram de electrod topit) şi menţine o poluare uniformă, în interior.

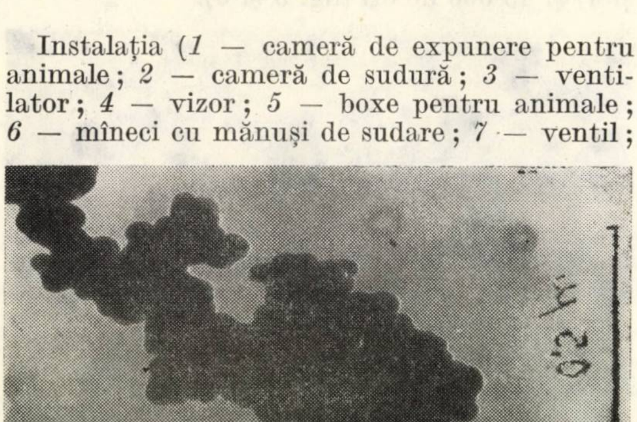


Fig. 6

Filtrele poliesterice (AFA-V10) conţinînd aerosolii recoltaţi au fost calcinate la 800°C pentru a se distruge substanţa organică. În continuare s-a făcut dezagregarea acidă şi aducerea în soluţie a depozitului metalic.

Dată fiind concentraţia mare de Cr şi Mn în aerosolii recoltaţi, pentru analiză s-au adoptat metodele standardizate pentru oţeluri (STAS 2016-62 şi STAS 1462-66). Cromul a fost determinat prin titrare indirectă. După oxidarea cromului la crom hexavalent, s-a adăugat o soluţie titrată sulfat feroamoniacal în exces şi s-a titrat excesul cu soluţie titrată de permanganat de potasiu. Consumul de sulfat feroamoniacal corespunzător cromului s-a dedus prin diferenţă.

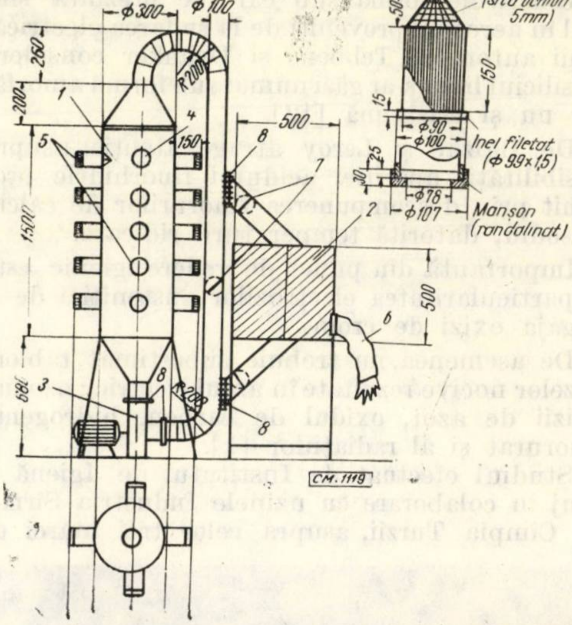

Φ300
Φ100
260
200
R200
1
4
5
150
1500
8
500
7
2
500
6
3
8
R200
8
890
CM.1119
Botniţă (sită ochiuri 5mm)
50
150
15
Φ90
Φ100
Inel filetat (Φ 99×1,5)
25
30
Φ78
Φ107
Manşon (randalinat)

Fig. 7 (dreapta sus, detaliul punctului 5)

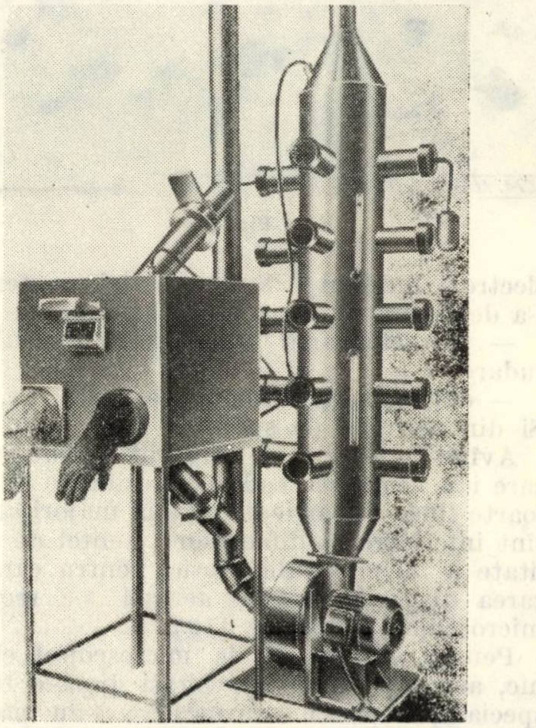


Fig. 8

Manganul a fost determinat prin titrare cu arsenit-azotit de sodiu. După dizolvarea probei într-un amestec de acizi, manganul bivalent, obţinut în soluţie, a fost oxidat la acid permanganic, cu persulfat de amoniu, în prezenţa azotatului de argint drept catalizator. Acidul permanganic a fost titrat cu o soluţie de arsenit-azotit de sodiu, după precipitarea ionilor de argint cu clorură de sodiu. În ceea ce priveşte nichelul, determinările făcute (metoda nichel-dimetilglioximă) au arătat absenţa acestui metal în fumul electrozilor studiaţi.

Siliciul din aerosoli a fost determinat atît liber (SiO_2 cristalin), prin metoda difracţiei în raze X, cît şi legat, prin metoda colorimetrică (complex silico-molibdenic). Röntgenografic, nu s-a pus în evidenţă prezenţa SiO_2 cristalin. S-a utilizat aparatul TUR-M 60 cu anticatozi de cobalt şi timp de expunere 5 ore [8], [9].

Din punctul de vedere al dispersiei, prin dimensionarea aerosolilor la o mărire de 10 000 de ori, s-au obţinut rezultatele din tabela 1.

Tabela 1

%				
Peste 1 µm	0,5 – 1 µm	0,3 – 0,5 µm	0,1 – 0,3 µm	sub 0,1 µm
0	7	11	35	47

La acest grad de mărire, unele particule apar aglomerate. Examinînd aceste forme la o mărire de 45 000 de ori (fig. 5 şi 6), s-a constatat că aglomeratele sînt compuse, la rîndul lor, din particule rotunde de dimensiuni ce variază între 0,15 şi 0,30 µm.

În ceea ce priveşte conţinutul în Cr, Ni, Mn şi Si al aerosolilor studiaţi, situaţia se prezintă ca în tabela 2.

Tabela 2

Marca electrozilor	%			
	Si	Mn	Cr	Ni
EL 44 T (titanic)	0,20	6,40	—	—
EL 50 B (bazic)	1,08	5,90	—	—
EL Cr 18, Ni 8, MoNb (austenitic)	0,02	6,25	8,98	urme

În ceea ce priveşte cantitatea de aerosoli rezultată în arcul electric, în timpul topirii electrozilor în instalaţia experimentală s-au determinat valori cuprinse între 0,8 şi 1,2 gf/kgf electrod.

Concluzii. Din punctul de vedere al dispersiei, dimensionarea la microscopul electronic a aerosolilor de sudură—aerosoli de condensare — a arătat că aproape 50% din particule au o mărime sub 0,1 µm, iar aglomeratele se compun, în majoritate, din particule rotunde de dimensiuni cuprinse între 0,15 şi 0,30 µm. Aceste dimensiuni, cît şi tendinţa particulelor de a se aglomera în forme neregulate, bizare, pun problema unei dificile exhaustări pulmonare şi a riscului pneumoconiotic.

În aerosolii recoltaţi pe filtru nu s-a pus în evidenţă SiO_2 cristalin, prin metoda difracţiei în raze X, şi chiar siliciul total (combinat) a fost practic inexistent. Riscul silicogen la sudare cu mărcile de electrozi studiate apare, aşadar, inexistent.

Din punct de vedere toxicologic, conţinutul mare în Mn al aerosolilor de sudare atrage atenţia asupra riscului manganismului la sudori, la toate tipurile de electrozi. Nu trebuie subestimat riscul îmbolnăvirii datorită cromului, aflat în proporţie considerabilă (8,98%) în fumul electrozilor austenitici.

Cercetarea considerată a pus în evidenţă însă şi un fapt neprevăzut iniţial. Este vorba de trecerea cantitativă (integrală) a nichelului din electrozii austenitici în baia de sudură, fără formarea de aerosoli în aer (deşi sîrma electrozilor conţine 9,98% Ni). Acest lucru este lămuritor din punct de vedere toxicologic şi scoate nichelul şi compuşii săi din problematica bolilor profesionale la sudorii cu arc electric.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Căpăţ-Diaconovici, M.* şi colab. Contribuţii la studiu condiţiilor de muncă în timpul operaţiilor de sudură în două uzine constructoare de maşini. Timişoara, 1967.

[2] *Felczak, J.* Problema pneumoconiozei electrosudorilor. În: Med. Pracy, nr. 4, 1967, p. 417—429.

[3] *Jakovlev, V. G.* Date clinico-fiziologice în pneumoconioza electrosudorilor (Vopr. ghig. truda i profpatol v himiceskoi i maşinostroi teluoi promîşlenosti). Harkov, 1966, p. 124—125.

[4] *Migai, K. V.* Igiena muncii, morbiditatea şi măsurile de asanare la electrosudura din construcţia de vapoare (Ghighiena truda i tehnika bezopasnosti pri elektrosvarosinik rabotaj). Moscova, 1962, p. 19.

[5] *Molokanov, K. P.* şi *Krapuhina, E. P.* Caracteristica clinico-radiografică a pneumoconiozei sudorilor (Ghighiena truda i tehnika bezopasnosti pri elektrosvaroninîk rabotah). Moscova, 1962, p. 46.

[6] *Pantucek, M.* Aprecierea cantitativă a fumurilor formate la sudura cu noi tipuri de electrozi, I. Electrozi de înaltă productivitate de tip acid şi rutilici. In: Prakov, Léc. 18, 1966, nr. 6—7, p. 268—271.

[7] *Rîjkova, M. N.* Clinica intoxicaţiei cronice cu mangan la sudori (Ghighiena truda i tehnika bezopasnosti pri elektrosvarocinîh rabotah). 1962, p. 60.

[8] *Talvitie, N. A.* şi *Hyslop, F.* Colorimetric determination of Siliceous atmospheric Contaminants. In: Am. Ind. Hyg. Assoc. J. 19, nr. 1, 1958.

[9] *Talvitie, N. A.* şi *Brewer, L. V.* X — Ray Diffraction Analysis of Industrial Dust. In: Am. Ind. Hyg. Assoc. J. 23, nr. 3, 1962.

[10] *Tuma Jiri.* The relationship between particle size determination by sedimentation analysis and by the microscopic method. În: Staub, vol. 26, nr. 5, 1966, p. 33—37.

[11] *Ursoniu, C.* şi colab. Contribuţii la studiul unor modificări funcţionale la sudori. Timişoara, 1967.

[12] *Ursoniu, C.* şi colab. Contribuţii la studiul unor modificări clinico-radiologice la sudori, Timişoara, 1967.

[13] *Voronţova, E. I.* Problemele de igiena muncii la lucrările de sudură (Ghighiena trudai tehnika bezopasnosti pri elektrozvarocinîh rabotah). Moscova, 1962, p. 7—18.

[14] *Vass, A.* şi *Staff, E.* Some instruments and instrument techniques in use at the safety in mines research establishment. The British Occupational Hygiene Society Seventh Conference. June 1957, p. 16.

HOTĂRÎREA

plenarei Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din 9 noiembrie 1968

Plenara Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor, luînd în dezbatere „Expunerea cu privire la aderarea Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor la Frontul Unităţii Socialiste", îşi exprimă acordul deplin faţă de măsurile adoptate de Plenara Comitetului Central al Partidului Comunist Român din 24—25 octombrie a.c., pentru întărirea continuă a unităţii moral politice a poporului muncitor, a frăţiei dintre oamenii muncii români şi naţionalităţile conlocuitoare, a coeziunii naţiunii noastre socialiste.

Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor are ferma convingere că înfiinţarea Frontului Unităţii Socialiste va contribui la accelerarea progresului economic, social, politic şi cultural în ţara noastră, la afirmarea mai puternică a rolului conducător al clasei muncitoare în societate, la întărirea alianţei, frăţiei şi unităţii indestructibile între toţi oamenii muncii, în jurul Partidului Comunist Român şi al Comitetului său Central în frunte cu tovarăşul Nicolae Ceauşescu.

În numele intelectualităţii tehnice, plenara Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor îşi exprimă adeziunea deplină la politica partidului şi statului, ataşamentul neclintit faţă de cauza socialismului în patria noastră şi hotărîrea fermă de a-şi consacra fără răgaz, toate forţele, energia şi priceperea, înfăptuirii opere istorice de desăvîrşire a construcţiei socialiste în Republica Socialistă România.

Dînd expresie sentimentelor şi convingerilor participanţilor la plenară, ca şi aspiraţiilor tuturor inginerilor şi tehnicienilor din ţara noastră, plenara hotărăşte :

1. Aderarea Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor la Frontul Unităţii Socialiste.

2. Desemnarea, ca reprezentanţi ai CNIT, în Consiliul Naţional al Frontului Unităţii Socialiste a următorilor tovarăşi : prof. emerit ing. *C. Dinculescu*, preşedinte CNIT ; prof. dr. ing. *O. Rusu*, vicepreşedinte CNIT ; ing. *Raţiu Maria* de la Uzinele textile Botoşani ; ing. *Bîrsan Pipu Gheorghe* de la Uzina Tractorul Braşov ; ing. *Pop Nicolae* de la Fabrica de mase plastice Bucureşti.

Participînd la activitatea Fontului Unităţii Socialiste, Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor înţelege să-şi aducă o contribuţie efectivă şi susţinută la întărirea continuă a unităţii poporului, a tuturor oamenilor muncii, indiferent de naţionalitate, la consolidarea coeziunii naţiunii noastre socialiste, imensă forţă de progres material şi spiritual în România socialistă.

Plenara exprimă hotărîrea întregii intelectualităţi tehnice din Republica Socialistă România de a milita cu toate forţele şi energia pentru continua întărire a Frontului Unităţii Socialiste şi intensificarea participării la înfăptuirea amplului program elaborat de partid pentru desăvîrşirea construcţiei socialiste în patria noastră.

Documentare

Fazele de distribuţie ale supapelor (Brevet nr. 35150/63, Anglia). În : Gas and Oil Power, nov — dec 1967, pag. 175.

Firma Ricardo Co., Engineers a obţinut următorul brevet pentru ameliorarea distribuţiei fazelor supapelor.

Într-un motor cu patru timpi cu supraalimentare, avînd perioadă de suprapunere a deschiderilor supapelor de admisiune şi de evacuare, supapa de evacuare este acţionată spre închidere la p.m.i. şi apoi este redeschisă pentru o parte considerabilă a cursei de admisiune.

Cama supapei de evacuare are un profil care produce curba de ridicare *A* din figura 1, după care supapa de evacuare se deschide complet la cursa de evacuare, se închide aproape complet la p.m.i. şi apoi se redeschide, închizîndu-se definitiv în punctul *10* la circa 150° după p.m.i. Supapa de admisiune se deschide în punctul *9*, la circa 10° înainte de p.m.i. şi urmează curba de ridicare *B*, pentru a se închide în punctul *11*, după p.m.e.

Amîndouă supapele fiind aproape închise la p.m.i., nu mai este necesară realizarea unor tăieturi în piston pentru adăpostirea discurilor supapelor.

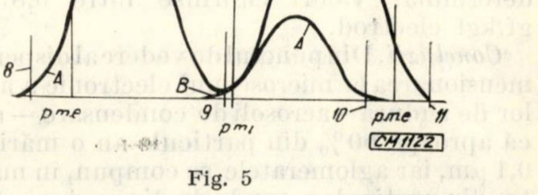


Fig. 5

Într-un motor supraalimentat, cu şase cilindri, turbina are trei intrări, fiecare alimentată de la o pereche de cilindri, avînd perioade de evacuare separate.

S.M.

Transmisie pentru locomotive (Brevet nr. 47352/64, Anglia). În: Gas and Oil Power, nov-dec 1967, pag. 175.

Firma Klokner-Humboldt-Deutz a obţinut un nou brevet pentru transmisia locomotivelor.

Schema generală de transmisie pentru locomotive (fig. 1) cuprinde un motor diesel principal *1*, o transmisie hidraulică *3*, o transmisie mecanică cu mai multe etaje *4* şi o acţionare finală *6*, *7*, *8*. O turbină cu gaz *2* alimentează cu energie transmisia mecanică, printr-un ambreiaj cu multe plăci sau printr-un ambreiaj hidraulic, care poate fi asociat cu un ambreiaj de supraviteză *9*, sau printr-un dispozitiv cu roată liberă şi un arbore intermediar *5*. Aranjamentul poate include mai multe motoare principale asociate cu o turbină cu gaz, sau mai multe turbine cu gaz asociate cu un motor principal.

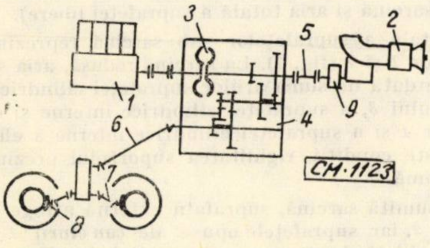


Fig. 1

S.M.

Camere de ardere (Brevet nr. 37854/64, Anglia). În: Gas and Oil Power, nov-dec 1967, pag. 17.

Firma Daimler-Benz a obţinut un brevet pentru o cameră de ardere cu o mai completă utilizare a combustibilului. În figură, camera de ardere *3* este prevăzută cu un număr de intercepţie a combustibilului *6*, aproximativ în unghi drept cu axa camerei de ardere, şi cu o lungime de la 1/4 la 1/2 din periferia camerei de ardere; cea mai mare parte a combustibilului loveşte peretele camerei deasupra umărului *6*. Partea iniţială a umărului *6* poate avea o înclinare în jos.

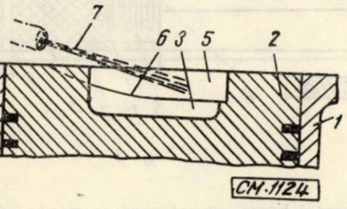


Fig. 1

S.M.

Tendinţa în dezvoltarea construcţiilor de tractoare în R.F.G. În: Express Informaţia, nr. 1, 1968.

În industria construcţiei de tractoare se observă tendinţa de sporire a puterii motorului şi a vitezei de lucru.

Maşinile agricole, în special purtate şi semipurtate, se lansează în seturi care asigură folosirea universală a tractorului în agricultură.

Pierderile de putere la lucrările pe terenuri în pantă pînă la 40% se înlătură prin blocarea diferenţialului. În viitor, blocarea reglabilă a diferenţialului se va combina cu distribuţia diferenţiată a puterii, datorită cărui fapt se va putea varia turaţia roţilor motoare. Turaţia prizei de putere va fi sporită pînă la 1000 rot/min.

Posibilităţile de folosire a sistemului hidraulic al tractorului se măresc; sistemul de direcţie, mecanismul de acţionare a maşinilor agricole, mecanismul de ridicare, iar în viitor o priză de putere hidraulică.

La tractoare se folosesc cutii de viteze mecanice şi cu acţionare hidraulică, cu schimbarea vitezelor fără trepte.

În legătură cu organele de conducere a tractorului şi maşinilor agricole, se prevede ca în viitor pîrghiile de schimbare a vitezelor să fie acţionate cu piciorul.

Se acordă o mare atenţie asigurării maximului de confort pentru tractorist, în care scop cabina se va muta pe axa din faţă a tractorului, sau se va crea o cabină rotativă.

O.M.

Demaror de construcţie simplă. În: Design News, decembrie 1967.

O întreprindere din S.U.A. (Marva Devices Incorporated — Florida) a realizat un demaror de o construcţie mai simplă care poate fi folosit la orice motor cu ardere internă.

Acest demaror se încorporează în motor şi se îmbină printr-o conductă elastică cu filtrul de aer. La pornirea demarorului intră în funcţiune ventilatorul care alimentează cu aer camera de încălzire. Dacă aerul încălzit nu este suficient pentru formarea amestecului combustibil, se injectează o anumită cantitate de eter.

Eterul se injectează în camera de încălzire prin conductă elastică şi apoi, împreună cu aerul, în motor. Dacă aprinderea nu se produce nici de această dată, se injectează o a doua porţie de eter încălzit, apăsîndu-se în acelaşi timp pe butonul de pornire.

O.M.

O nouă serie de limitare de cuplu. În: Rivista di Ingegneria, nr. 7–8, 1968.

Recent, a fost prezentată în Anglia (Renold Ltd. – Manchester) o nouă serie de limitatoare de cuplu ce pot fi introduse în transmisiile cu lanţ şi eventual în cele cu curele sau angrenaje.

Aceste limitatoare, datorită unui inel de reglare ce variază presiunea de lucru a arcurilor cu discuri, pot fi tratate pentru orice valoare a cuplului transmis, cuprinsă între limitele valorilor admisibile.

Arcurile cu discuri transmit presiunea unei plăci mobile care comprimă coroana dinţată sau discul pe o placă fixă (ambele plăci de presiune sînt înzestrate cu o acoperire din material antifricţiune).

În ce priveşte gama de utilizare, noile limitatoare de cuplu se realizează în 10 mărimi, pentru momente cuprinse între 2 şi 145 kgfm.

Roţile sînt prevăzute cu un disc din bronz pentru reducerea frecărilor.

În general, plasarea limitatoarelor în lanţul cinematic al transmisiei se realizează respectînd ordinea următoare: arbore motor – cuplaj elastic – reductor cu şurub fără sfîrşit – pinion dinţat – lanţ cu role – roata condusă (ce acţionează arborele condus) montată pe limitatorul de cuplu.

Noile limitatoare de cuplu realizează o bună protecţie a organelor mecanice ale maşinii sau instalaţiei antrenate sau a transmisiei, împotriva suprasarcinilor sau blocărilor accidentale, micşorînd solicitările de şoc ce apar datorită variaţiei momentului rezistent.

După intervenţie, limitatoarele reiau automat transmisia mişcării la valoarea cuplului de tarare, imediat ce dispare cauza suprasarcinii.

M.S.

Amplificator hidraulic la distanţă. V. P. Koşelev. În: Vestnik maşinostroenia, nr. 6, 1968.

Utilizarea servotransmisiilor la distanţă prilejuieşte rezolvarea unor probleme ale mecanizării şi automatizării producţiei. De exemplu, ele uşurează comanda utilajelor tehnologice, cum sînt presele hidraulice şi ciocanul de forjă, înlocuind manevra manuală.

Prezenţa circuitelor de întoarcere în amplificatoarele hidraulice asigură legătura fermă între sertarele de comandă şi pistoanele de lucru. Această legătură este mai puţin sigură în cazul servotransmisiilor pneumatice, din cauza elasticității aerului comprimat; în plus, coeficientul de amplificare la amplificatoarelor hidraulice este mai mare decît al celor pneumatice.

Amplificatorul hidraulic la distanță prezentat în figura 1 cuprinde cilindrul *1*, pistonul de forță *2*, cu inele de etanșare și sertarul *3*, care prin capacul *4* al cilindrului este introdus în rezervorul de descărcare și articulat cu pîrghia de comandă.

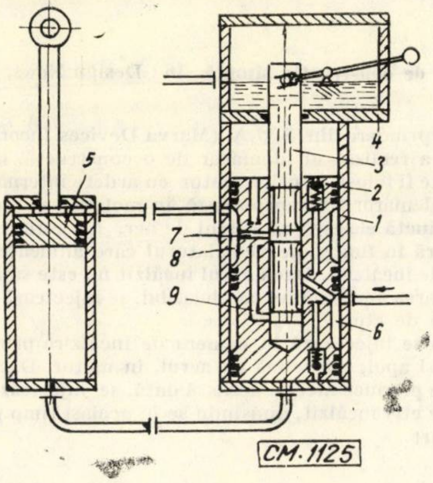


Fig. 1

Amplificatorul este cuplat prin conducte cu cilindrul de lucru, în care se deplasează pistonul cu coadă *5*, articulat cu organele transmisiei.

La deplasarea pîrghiei de comandă în jos, sertarul se ridică în sus și lichidul antrenat de o pompă pătrunde în camera inelară *6* a pistonului de forță *2*. Trecînd prin camera inelară a sertarului și prin canalul *7* din pistonul *2*, lichidul ajunge în camera inelară *8* a acestuia și de aici pătrunde printr-o conductă în partea superioară a cilindrului de lucru. Ca urmare, pistonul *5* se deplasează în jos. Lichidul aflat sub pistonul *5* este împins în cilindrul *1* sub pistonul *2*, care se ridică pînă cînd canalele *7* și *9* nu acoperă camerele sertarului; în acest timp, lichidul de deasupra pistonului *2* trece prin canalul *9* și prin canalul axial al sertarului, ajungînd în rezervorul de descărcare.

La deplasarea pîrghiei de comandă în sus, sertarul coboară, iar lichidul antrenat de pompă trece prin camera inelară *6*, camera inelară a sertarului și canalul *9* deasupra pistonului *2*, împingîndu-l pe acesta în jos. În consecință, lichidul aflat sub pistonul *2* este pompat în partea inferioară a cilindrului de lucru și pistonul *5* se ridică; lichidul de deasupra pistonului *5* se descarcă în rezervor, parcurgînd traseul format din camera inelară *8*, canalul *7* și canalul din sertar.

Datorită legăturii dintre părțile inferioare ale celor doi cilindri, în care volumul total de lichid este invariabil, mișcările pistoanelor *2* și *5* sînt sincronizate; pistonul *5* urmărește deplasarea pîrghiei de comandă. Pentru menținerea constantă a volumului de lichid în partea inferioară a celor doi cilindri, sînt prevăzute două supape de siguranță.

Încercările de laborator și industriale ale amplificatorului descris au arătat că utilizarea sa mărește rapiditatea preselor, șocurile hidraulice fiind evitate datorită funcționării corespunzătoare a supapelor de siguranță.

G.Z.

Noi suporturi antivibratoare pentru mașini-unelte. E. I. Rivin. În: Machinery, 13 decembrie, 1967.

Aceste suporturi studiate în U.R.S.S. (ENIMS) pot face față tuturor necesităților de exploatare, în special cel din figura 1, denumit cu echifrecvență. După cît afirmă realizatorii, suportul considerat elimină ca inutile calculele obișnuite preliminare (determinarea centrului de greutate al mașinii-unelte, calculul forțelor verticale și orizontale acționînd asupra unui suport), iar rigiditatea suportului fiind proporțională cu sarcina, frecvența oscilațiilor proprii ale mașinii nu depinde de greutatea respectivă.

Principiul funcțional se bazează pe comportarea cauciucului supus la compresiune (variația formei fără variația volumului). Astfel, comprimînd un element cilindric din cauciuc între două plăci metalice se obține mărirea diametrului respectiv.

Dacă se neglijează duritatea, secțiunea și înălțimea elementului de cauciuc, rigiditatea respectivă este determinată de coeficientul de formă (raportul dintre aria totală a suprafețelor sub sarcină și aria totală a suprafeței libere).

Aria totală a suprafețelor sub sarcină reprezintă suma suprafețelor *1* și *2* (fig. 1). La sarcină redusă, aria suprafeței libere este dată de suma ariilor suprafeței cilindrice externe a elementului *3*, a suprafeței cilindrice interne și externe a canelurilor *4* și a suprafeței cilindrice interne a elementului *3*. În aceste condiții, rigiditatea suportului prezintă o valoare minimă.

La o anumită sarcină, suprafața externă atinge interiorul capacului *2*, iar suprafețele opuse ale canelurii *4* se ating. Cauciucul dilatîndu-se va umple spațiul Δ_1 și canelura Δ_2; suprafața liberă scade și crește rigiditatea suportului. Alegîndu-se în mod corespunzător valorile Δ_1 și Δ_2, se poate determina între limite largi legea de variație a rigidității pe verticală și deci a frecvenței oscilațiilor proprii, ca urmare a forței de apăsare aplicate; este posibil astfel să se asigure caracteristici de echivalență.

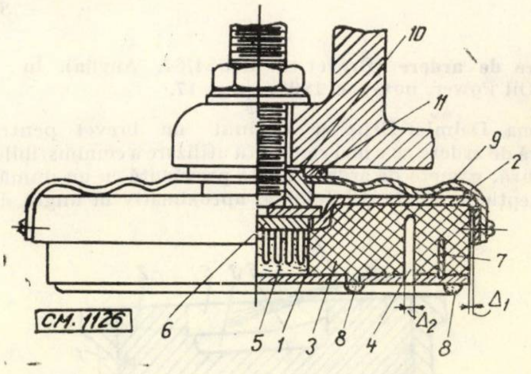


Fig. 1

Pentru o mai bună amortizare se poate adapta un amortizor cu lichid format dintr-o cameră *5* cu un lichid vîscos și un tampon *6*. Amortizarea totală crește astfel cu 15—20%.

Nervura *7* fixată pe baza *1* mărește rigiditatea elementului în plan orizontal. Inelele de frecare *8*, din cauciuc, împiedică alunecarea suportului în cazul unor forțe de inerție mari în plan orizontal.

Suportul este prevăzut cu un regulator de înălțime format din arcul ondulat *9*, solidar cu piulița *10*, și distanțierul *11* pe care se sprijină mașina. Forma resortului *9* permite ca acesta să se comporte ca o grindă de egală rezistență, reducînd efortul necesar pentru deformarea resortului și permițînd un interval de reglare de 15 mm.

M. S.

Un nou criteriu de definire a capacității de lucru a sculelor. In: La Machine Moderne, nr. 4, 1968.

În general sculele folosite în cadrul lucrărilor de așchiere sînt caracterizate atît prin natura metalului sau materialului din care sînt realizate, cît și prin geometria respectivă. În același timp însă, constructorii respectivi nu pot preciza condițiile în care sculele realizate pot fi utilizate fără apariția vibrațiilor, cu toate că fenomenul de vibrație este cel care limitează durata de utilizare — de exemplu — a sculelor de alezare care prezintă o mai accentuată tendință de vibrare decît piesele alezate.

În ultimul timp, o serie de studii experimentale (URSS) au evidenţiat posibilitatea de stabilire a unui criteriu de definire a capacităţii de lucru a sculelor.

Noul criteriu, este definit cu ajutorul expresiei:

$$F = V.S,$$

în care: F reprezintă suprafaţa prelucrată în unitatea de timp;
V — viteza de tăiere;
S — avansul pentru o rotaţie.

Capacitatea de lucru este astfel definită de valoarea maximă a lui F la care se poate ajunge, fără apariţia vibraţiilor.

Întrucît forţa de aşchiere reprezintă un factor de vibraţie, au fost determinate curbele experimentale ale forţei de aşchiere în funcţie de valoarea maxim admisibilă pentru F.

Pentru mai multă utilitate, curbele sînt prezentate ca raportul dintre duritatea metalului prelucrat şi valoarea maximă a lui F, pentru o adîncime specifică corespunzătoare unei treceri. Forma acestor curbe este apropiată de linia dreaptă. De exemplu, pentru oţel, maximul lui F pentru un anumit grad de alezaj normal este de 1 000 mm^2/min, presupunînd o adîncime de 1 mm corespunzătoare unei treceri şi o duritate de 40 HRC, în timp ce pentru un oţel de 20 HRC, rezultă — cu aceeaşi sculă — un F de 12 000 mm^2/min.

M.S.

Pietre de rectificat cu diamant folosind liante cu grafit. În: La Machine Moderne, nr. 4, 1968.

După statistici recente, se foloseşte în industrie circa 1,8% din producţia mondială de diamante, iar fabricarea pietrelor de rectificat cu diamante necesită jumătate din cantitatea industrializată.

Rezultă că orice îmbunătăţire adusă pietrelor diamantate — de exemplu acoperirea metalică a granulelor de diamant pentru pietrele cu liant pe bază de răşini, procedeu care a dublat raportul dintre cantitatea de material preluat şi uzura pietrei — reprezintă un aport valoros în domeniul respectiv.

Proprietăţile cele mai importante necesare unui liant sînt cele de amortizare (protecţia granulelor de diamant împotriva şocurilor), cele de asigurare a unui coeficient redus de frecare şi cele de determinare a unei uzuri egale şi constante — pentru a permite o prezentare adecvată a granulelor libere.

Cercetările efectuate au dus la concluzia că toate aceste proprietăţi necesare, ca şi o bună conductibilitate termică pot fi asigurate prin utilizarea lianţilor cu grafit.

Pentru un material scump cum este diamantul, raportul dintre cantitatea de material preluat din piesă şi cea corespunzătoare pietrei de rectificat are o importanţă evidentă pentru costul prelucrării.

Încercările efectuate pe aliaje foarte rezistente au indicat că acest raport este, pentru pietrele de rectificat cu grafit de 5 pînă la 10 ori mai mare — în funcţie de adîncimea de prelucrare — decît în cazul pietrelor cu liant pe bază de răşini.

Se poate trage deci concluzia că pietrele cu diamante, cu liant pe bază de grafit, prezintă toate condiţiile unei utilizări tot mai largi, rămînînd totuşi să fie folosite numai pentru prelucrări de precizie.

M.S.

Încercări calorimetrice pentru alegerea corespunzătoare a sculelor de aşchiere. În: Rivista di Ingegneria, nr. 7—8, 1968

În cadrul unei comunicări ştiinţifice în S.U.A. (American Society of Tool and Manufacturing Engineers) s-a propus o nouă metodă de încercări pentru alegerea corespunzătoare a sculelor aşchietoare.

Astfel, se ştie că temperatura ridicată poate constitui cauza uzurii rapide a vîrfului burghielor de găurit; cînd cantitatea de căldură produsă este mare, se sudează pe tăişuri particule mici de aşchii, iar smulgerea continuă a acestor particule înlătură totodată şi porţiuni din metalul sculei.

Temperatura generală în operaţiile de aşchiere este funcţie de diverşi factori variabili şi în special de natura materialului sculei şi de geometria acesteia.

Unii cercetători (Universitatea din Rhode Island şi cea din Massachusetts) au imaginat o metodă simplă de curăţare a vîrfului burghiului, determinîndu-se astfel o mai mare durată de utilizare a sculei.

Pentru măsurarea creşterii de temperatură în condiţii de funcţionare controlată s-a adoptat un tip special de calorimetru care semnalează variaţiile de temperatură în timpul operaţiei de găurire (de fapt, temperatura este măsurată înainte şi după operaţie). Evident, vîrful burghiului care pentru anumite condiţii de lucru determină o creştere de temperatură mai redusă este mai potrivit pentru această operaţie.

Calorimetrul considerat, folosit pentru determinarea diferenţei între diferitele tipuri constructive de burghie, permite astfel alegerea sculei celei mai potrivite.

M.S

Dispozitiv pentru măsurarea uzurii dinţilor roţilor de lanţ V. L. Muratov, V. A. Şerbanov, V. A. Zaharkinski şi V. A. Kulikov. În: Maşinostroitel, nr. 6, 1968.

Gradul de uzură al roţilor stelate ale transmisiilor cu lanţ se determină de obicei prin măsurarea grosimii dinţilor. Această metodă este aproximativă şi nu permite stabilirea caracterului şi locului uzurii maxime. Dezavantajele semnalate sînt evitate prin folosirea unui dispozitiv de măsură cu indicator, realizat la o filială a Institutului tehnologic din Odessa.

În partea centrală a suportului *1* (fig. 1), construit din fontă, sînt plasate bucşa de antrenare *4* şi orificiul de trecere al şurubului de prindere *6*. Pe suport este montat discul *2*, cu acesta fiind solidarizate cu şuruburi plăcile de aşezare *12*, prevăzute cu scală gradată. În dreptul fiecărei scale se află acul *13* al unui indicator *14*. De suport este prinsă placa *11* cu consola *10*. În consolă este dispus axul *9*, pe lagăre conice de ax fiind fixat braţul basculant *8* cu microscopul *7* tip Brinell.

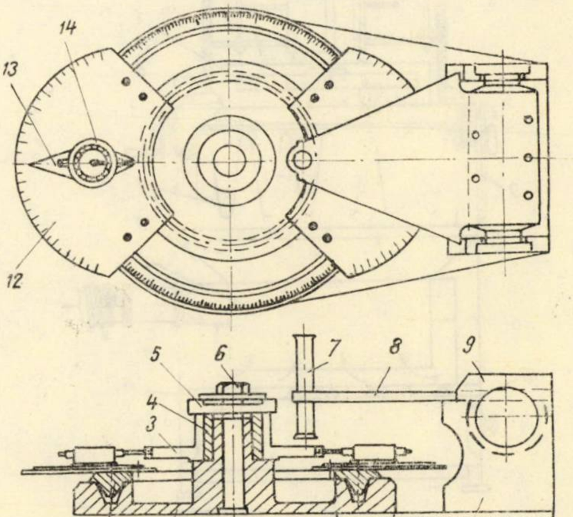


Fig. 1

Pe roata stelată *3* se marchează electric sau cu un şabăr un riz de centrare. Roata este strînsă pe dispozitiv cu şurubul *6* şi şaiba *5*. Poziţia roţii este stabilită cu ajutorul rizului şi al microscopului.

Discul *2* se aşază în aşa fel încît linia de zero a scalei de pe placa *12* să treacă prin mijlocul dintelui măsurat, dacă dispozitivul are ambele indicatoare, sau prin mijlocul dintelui alăturat de cel măsurat, dacă este montat un singur indicator. Se potriveşte acul *13* la linia de zero a scalei plăcii *12* şi se roteşte din 5 în 5°, indicatorul urmărind profilul ambelor părţi ale dintelui, pe întreaga înălţime. Măsurările se repetă după o prealabilă verificare a centrării roţii pe dispozitiv. Pe dispozitiv se poate controla bătaia suprafeţelor de lucru ale dinţilor şi pasul acestora. Pentru controlul pasului se aşază acul indicatorului astfel încît palpatorul să fie tangent la suprafaţa laterală a vîrfului dintelui şi se notează gradaţia. Se roteşte apoi discul *2* cu unghiul corespunzător pasului şi în momentul atingerii suprafeţei dintelui cu palpatorul se notează noua gradaţie. Abaterea pasului este egală cu diferenţa dintre cele două gradaţii.

Dispozitivul prezentat permite şi obţinerea unor informaţii interesante referitoare la influenţa execuţiei roţii stelate asupra uzurii sale. De exemplu, s-a comparat uzura roţilor stelate ale albiei de alimentare de la combina KKH—3 pentru recoltarea porumbului, în variantele de fabricare a roţilor prin presare la cald şi prin frezare. S-a constatat că în prima variantă uzura este mai mică cu 21,7% pe suprafaţa de lucru şi cu 12,3% în rest.

G.Z.

Agregat pentru aspirarea şpanului şi prafului. D. V. Koptev. În: Maşinostroitel, nr. 6, 1968.

La prelucrarea mecanică a pieselor de materiale termoreactive se produce o cantitate mare de şpan şi de praf, în particule de cîţiva microni, care înrăutăţeşte condiţiile de lucru din ateliere. Rezultatele unor încercări au arătat că poluarea aerului la astfel de locuri de muncă depăşeşte de multe ori limitele admisibile.

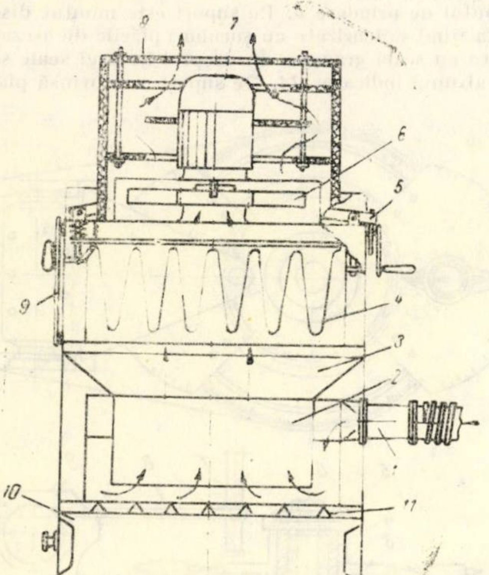


Fig. 1

S-a stabilit că pentru combaterea fenomenului este indicat să se utilizeze agregate aspiratoare individuale, pentru fiecare maşină-unealtă. Un asemenea agregat a fost realizat în cadrul Institutului unional central pentru protecţia muncii. El este destinat pentru reţinerea deşeurilor fibroase, epurarea aerului de ventilaţie şi difuzarea acestuia în încăpere. Agregatul lucrează în complet cu un receptor de construcţie specială, care asigură îndepărtarea şpanului şi prafului din zona de aşchiere la volum minim de aer aspirat.

Din receptor, aerul poluat pătrunde în agregat (fig. 1) prin colectorul de alimentare *1*. În ciclonul cilindric *2* are loc epurarea primară a aerului, fiind reţinute şpanul şi particulele relativ mari de praf. Colectorul de evacuare al ciclonului este cuplat, prin conul de trecere *3*, cu o cameră dreptunghiulară, în care este dispus filtrul de casetă *4*, unde se realizează epurarea secundară. Elementul filtrant textil este montat pe caseta construită din reţea de sîrmă. Suprafaţa de lucru a elementului filtrant este de 2,2 m². Caseta poate fi scuturată cu ajutorul mecanismului cu pîrghii *5*. În timpul scuturării stratul de praf depus pe filtru este colectat în buncărul *10*. Pentru înlocuirea elementului filtrant este prevăzută posibilitatea de demontare a casetei din agregat, prin uşa *9*.

Pentru antrenarea aerului este utilizat un ventilator centrifug tip T 8—18 nr. 4, al cărui disc cu palete 6 este cuplat cu arborele electromotorului 8 tip AO-32 de 1,7 kW la 2 850 rot/min.

Buncărul *10*, construit din tablă sudată, este mobil, în vederea îndepărtării depunerilor acumulate. Deasupra sa sînt plasate benzile de oţel cornier *11*.

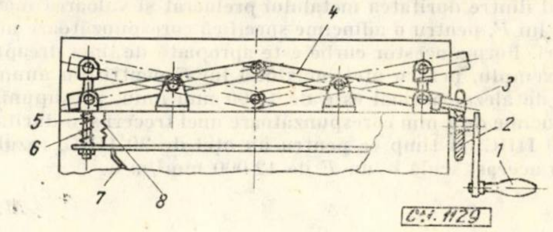


Fig. 2

În partea superioară este dispus amortizorul de zgomote *8* format dintr-un cilindru cu perete dublu. Peretele interior este executat din tablă de oţel perforată, între pereţi fiind plasată vată de sticlă. În interiorul cilindrului se montează plăci orizontale, alcătuind un labirint.

În figura 2 este prezentat mecanismul de scuturare a casetei. La rotirea manetei *1*, cuplată cu cama *2*, bolţul *3* se deplasează în sus. Mişcarea este urmărită de pîrghiile *4* şi *5*, provocînd ridicarea casetei *7* şi comprimarea altor patru arcuri *6*. Cînd caseta ajunge în poziţia superioară bolţul este eliberat de camă, iar caseta revine în poziţia iniţială. Spaţiul dintre casetă şi mecanism este etanşat cu materialul elastic *8*.

Agregatul se montează într-un corp de tablă. Receptorul de şpan şi praf, instalat pe maşina-unealtă, este conectat cu agregatul printr-o conductă flexibilă cu diametrul de 75 mm şi lungimea de 1,5—2 m. Caracteristici tehnice ale agregatului: gabarite — 716 × 800 × 1 665 mm, productivitate — 900 m³/h, depresiunea ventilatorului — 400 kgf/m².

Determinarea tensiunilor rezultante şi evaluarea rezistenţei cilindrilor la laminarea la rece. A. V. Tretiakov, E. A. Garber şi Iu. A. Ozolin. În: Vestnik Maşinostroenia, nr. 6, 1968.

Rezistenţa şi durabilitatea cilindrilor de laminor constituie unii dintre principalii factori care asigură productivitatea ridicată şi economicitatea laminării la rece a tablelor subţiri. În legătură cu această problemă prezintă interes analiza stării de tensiuni a cilindrului, caracterizată prin acţiunea tensiunilor de contact, reziduale, de compresiune şi termice. Starea de tensiuni a fost determinată, între altele, în cazul unui cilindru de oţel cu diametrul tăbliei de 500 mm şi diametrul orificiului axial de 100 mm, la o forţă de lucru de 2 010 t.

Rezultatele calculelor, bazate pe măsurări experimentale, au servit la trasarea unor grafice de distribuţie a diferitelor tipuri de tensiuni după raza cilindrului. Prin însumarea acestora, s-au obţinut tensiunile rezultante, normale şi tangenţiale. Pentru evaluarea rezistenţei cilindrului s-a adoptat o tensiune echivalentă, definită prin diferenţa dintre tensiunile normale principale maximă şi minimă. Distribuţia tensiunilor echivalente σ_e după raza cilindrului r în diferite etape ale procesului de laminare a fost reprezentată în graficele din figura 1 (*a* — la începutul laminării; *b* — în regim stabilizat de laminare; *c* — în pauza după laminare; *d* — la oprire bruscă; *1* — cu răcire exterioară; *2* — cu răcire combinată).

Din analiza graficelor se constată că starea de tensiuni sub acţiunea tensiunilor rezultante acuză deosebiri însemnate faţă de cea datorită tensiunilor de contact. Astfel, pe cînd tensiunea maximă de contact se obţine la o oarecare adîncime faţă de suprafaţa tăbliei cilindrului, valoarea maximă a tensiunii rezultante echivalente este înregistrată la suprafaţă. Ca urmare apare posibilitatea de formare a defectelor de contact şi oboseală pe suprafaţa tăbliei, ceea ce confirmă unele cercetări anterioare.

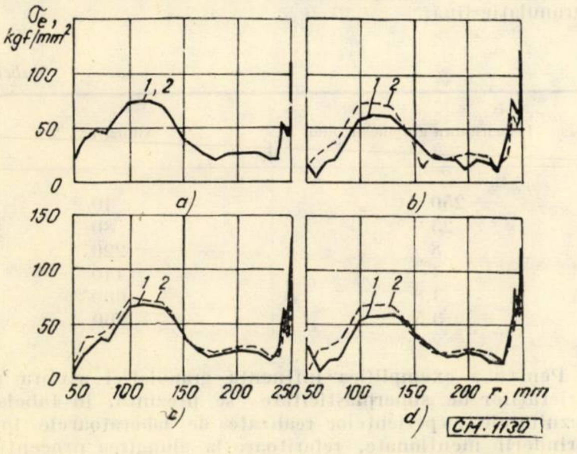


Fig. 1

Se observă că la adîncimea de 4—10 mm de suprafaţa tăbliei se manifestă o a doua zonă de tensiuni echivalente înalte, cu vîrful la adîncimea de 8 mm. Această zonă este periculoasă din punctul de vedere al rezistenţei cilindrului, deoarece numărul ciclurilor de încărcare este substanţial mai mare aici decît la suprafaţă. A treia zonă de tensiuni rezultante echivalente maxime se înregistrează la adîncimea de 100—150 mm de suprafaţa tăbliei. Această zonă, determinată în principal de tensiunile reziduale şi parţial de cele termice, este mai puţin periculoasă, valoarea tensiunilor fiind practic constantă pe o adîncime mai mare. La suprafaţa canalului axial tensiunea rezultantă echivalentă ia valori reduse, depinzînd în mică măsură de metoda de răcire.

Pe baza rezultatelor prezentate se pot elabora unele măsuri de exploatare în vederea creşterii rezistenţei cilindrului. Astfel, se impune un control minuţios al calităţii suprafeţei exterioare rectificate a tăbliei, este oportun să se folosească metoda răcirii combinate, deoarece aceasta duce la micşorarea tensiunilor din zona a doua etc.

C. Z.

Masă cu coordonate. În: Rivista di Meccanica, nr. 423, aprilie 1968.

Masa considerată, realizată de o întreprindere elveţiană (Herman Plüss AG-Rheinfelden), se caracterizează prin mişcări comandate cu ajutorul aerului comprimat care o aduc în poziţii stabilite dinainte.

Impulsurile ce realizează deplasările necesare sînt distribuite în mod corespunzător fie prin comandă manuală, fie în mod automat de către maşina-unealtă respectivă.

Masa se deplasează pe ghidaje de precizie cu rulmenţi cu role protejaţi, iar diferitele mişcări au o precizie de ±10 μm.

Poate fi adoptată pentru prelucrarea seriilor mici, permiţînd eliminarea calibrelor de găurire şi fiind utilizabilă pe maşinile de găurit cu o coloană sau radiale, pentru operaţii de centrare, găurire, poansonare, alezare, filetare etc.

Caracteristicile principale ale mesei sînt : suprafaţa utilă (de prindere a piesei) 420 × 265 mm, iar suprafaţa de lucru 300 × 200 mm ; deplasarea longitudinală maximă — 330 mm, iar cea transversală 230 mm ; presiunea necesară a aerului comprimat — 5 kgf/cm² ; sarcina maxim admisibilă — 1200 kgf ; greutatea proprie — 320 kgf.

M.S.

Procedeul Thermotool pentru fabricarea ţevilor sudate. J. R. Brandli. În: Rivista di Meccanica, nr. 423, aprilie 1968.

Procedeul Thermatool dezvoltat în ultimii 15 ani se foloseşte pentru sudarea rapidă a ţevilor din metale neferoase şi se bazează pe sudarea cuu n curent electric alternativ, avînd o frecvenţă de 450 000 Hz. Muchiile şi suprafeţele marginilor ce trebuie îmbinate sînt dispuse în formă de V cu vîrful în punctul de sudare.

Căldura produsă prin rezistenţa electrică respectivă se concentrează pe suprafaţa de contact, fără a pătrunde în metal mai mult de cîteva sutimi de milimetru. Procedeul nu necesită—în general—o încălzire de normalizare a metalului. Incluziunile şi puţin din metalul topit sînt eliminate din zona respectivă atît prin presiunea exercitată, cît şi prin efectul dinamic al curentului de înaltă frecvenţă.

Efectele termice sînt atît de reduse încît se pot suda materiale acoperite fără ca stratul de acoperire să fie influenţat. Cu o oarecare experienţă se poate obţine o grosime a îmbinării sudate egală cu aceea a materialului sudat.

Procedeul considerat cunoaşte o mare răspîndire şi poate fi aplicat tuturor metalelor şi aliajelor folosite în mod curent în industrie : oţel carbon, aliaje de mare rezistenţă, oţeluri inoxidabile, aluminiu, alamă, cupru, oţel cromat, nichel, oţel galvanizat etc.

În cadrul liniei automate pentru construcţia şasiurilor de autovehicule (Ford şi Mercury), Uzinele Ford au introdus în 1965 o instalaţie de sudare bazată pe acest principiu. Această instalaţie permite transformarea zilnică a 300 tf tablă de oţel în 10 000 bucăţi traverse tubulare pentru şasiu.

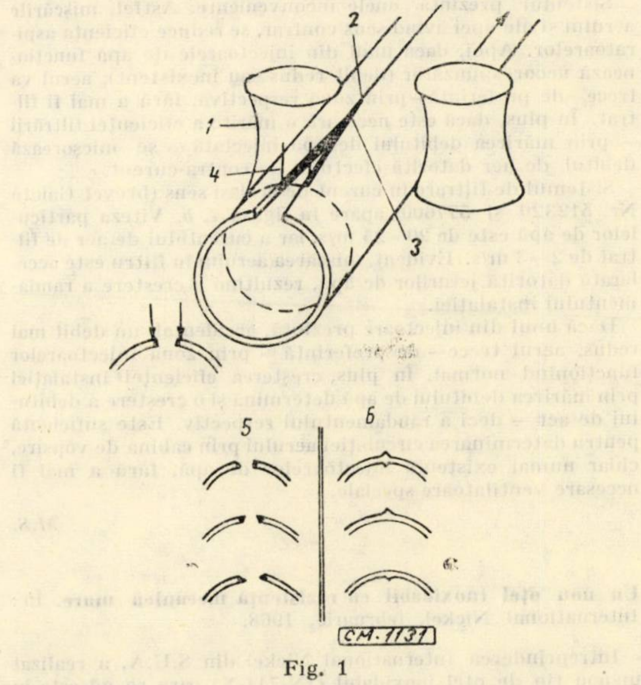


Fig. 1

În figura 1 (*1*-role de presiune ; *2*-zonă de sudare ; *3*-punct de închidere a circuitului ; *4*-contact de alunecare ; *5*-prelucrarea marginilor ; *6*-cordon de sudură realizat) apare schematic operaţia de sudare realizată în cadrul instalaţiei amintite.

Energia electrică de înaltă frecvenţă trece prin neregularităţile suprafeţelor de contact, determinînd un curent de mii de amperi. Rolele laterale împingînd marginile tablei, acestea se ating şi curentul traversează atunci zona de sudură.

Concentrarea energiei calorice pe o suprafaţă foarte redusă determină topirea metalului într-un interval de timp foarte redus (de ordinul ms).

Viteza de sudare este limitată, de 37,5 m/min, pentru a se putea realiza operaţiile premergătoare de formare.

M.S.

Filtrarea aerului în cabinele folosite pentru acoperire prin vopsire. L. Cassiazii. În: Rivista di Ingegneria, nr. 6, 1968.

Problema epurării aerului din cabinele de vopsire— care conține particule de vopsea — se rezolvă în prezent prin trecerea aerului prin niște camere de filtrare prevăzute cu injectoare de apă, astfel încît ploaia realizată să întîlnească curentul de aer precipitînd particulele de vopsea. În general, camerele de filtrare sînt plasate în zona posterioară a cabinei de vopsire, iar schema de filtrare, în cadrul căreia fluxul de aer este întîmpinat în sens contrar de jeturile de apă pulverizată, apare în figura 1, *a*.

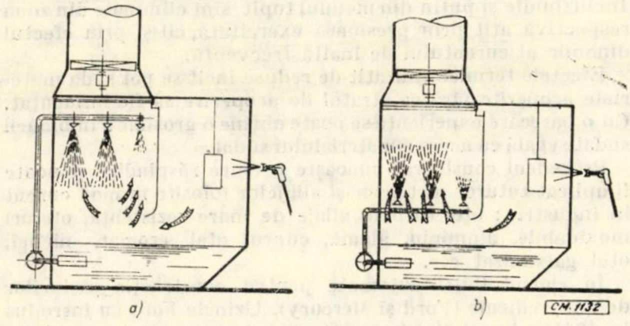


Fig. 1

Sistemul prezintă unele inconveniente. Astfel, mișcările aerului și ale apei avînd sens contrar, se reduce eficiența aspiratoarelor. Apoi, dacă unul din injectoarele de apă funcționează necorespunzător (debit redus sau inexistent), aerul va trece—de preferință—prin zona respectivă, fără a mai fi filtrat. În plus, dacă este necesară o mărire a eficienței filtrării — prin mărirea debitului de apă injectată — se micșorează debitul de aer datorită efectului de contra-curent.

Sistemul de filtrare în curent de același sens (brevet Gaioto Nr. 512320 și 577600) apare în figura 1, *b*. Viteza particulelor de apă este de 20—25 m/s, iar a curentului de aer de filtrat de 2—3 m/s. Evident, mișcarea aerului în filtru este accelerată datorită jeturilor de apă, rezultînd o creștere a randamentului instalației.

Dacă unul din injectoare prezintă, accidental, un debit mai redus, aerul trece— de preferință — prin zona injectoarelor funcționînd normal. În plus, creșterea eficienței instalației prin mărirea debitului de apă determină și o creștere a debitului de aer — deci a randamentului respectiv. Este suficientă pentru determinarea circulației aerului prin cabina de vopsire, chiar numai existența injectoarelor de apă, fără a mai fi necesare ventilatoare speciale.

M.S.

Un nou oțel inoxidabil cu rezistență mecanică mare. În: International Nickel, februarie, 1968.

Intreprinderea International Nickel din S.U.A. a realizat un nou tip de oțel inoxidabil (IN-744-X) care se găsește în stadiul experimental și reprezintă primul dintr-o serie de oțeluri inoxidabile de mare rezistență mecanică.

Tratat termic, noul oțel a precizat proprietăți mecanice superioare oțelurilor inoxidabile obișnuite posedînd în același timp o rezistență la corodare chimică.

Oțelul realizat conține 26% crom și 6,5% nichel, iar după recoacere are o rezistență la rupere de peste 50 kgf/mm^2, ceea ce reprezintă dublul rezistenței la rupere a oțelurilor inoxidabile feritice și austenitice utilizate în mod obișnuit.

În plus, în condiții de oboseală, rezistența la tracțiune este mult mai mare decît a oțelurilor inoxidabile obișnuite,44,1 kgf/mm^2 față de 28,1 kg/mm^2 pentru oțelul inoxidabil feritic și 19,6 kgf/mm^2 pentru cel austenitic.

O serie de încercări au indicat— în același timp — sudabilitatea corespunzătoare a noului oțel, folosind diverse procedee de sudare.

Oțelul realizat mai posedă calități optime de prelucrabilitate, rezultînd astfel că este un material cu totul avantajos pentru utilizarea în cadrul structurilor.

Realizarea oțelului IN-744-X reprezintă de fapt rezultatul unor îndelungate cercetări asupra fenomenului de superplasticitate a metalelor, proprietatea respectivă putînd fi determinată oricărui aliaj fier-nichel-crom cu o structură trifazică cu granulație fină.

Tabela 1

Dimensiunea granulelor, mm	Alungirea, %
250	40
25	80
8	220
4	440
3,8	600
3,5	960

Pentru a exemplifica influența granulației asupra proprietăților de superplasticitate se prezintă, în tabela 1, rezultatele experiențelor realizate de laboratoarele întreprinderii menționate, referitoare la alungirea procentuală (la întindere) în funcție de dimensiunea granulelor, la o temperatură de 980°C.

M.S.

Aparat de tăiat cu fir diamantat pentru metale foarte dure. În: Revue Française des Techniques Mondiales, nr. 158, 1968

Mașina ,,Sea-Saw", pusă la punct de laboratorul întreprinderii Geoscience Instruments Corporation, permite să se taie prin frecare plăcuțele de siliciu și de aliaje foarte dure. Ea nu are nevoie, de exemplu, decît de 12 minute pentru a debita în plăcuțe o bară de siliciu cu un diametru de 25 mm.

Acest aparat folosește ca sculă de tăiere cu fir de tungsten cu diametrul de 0,14 mm, pusă în mișcare de un motor alternativ cu o viteză de 127 mm/s ; firul este întins în urzeală în jurul a trei fire de ghidare. În partea de jos a mașinii firul trece printr-un amestec de uleiuri și de pulbere de diamant natural, dar se poate de asemenea folosi un fir deja diamantat.

Tensiunea firului este reglabilă de la 0 la 1500 gf.

O.M.

Plug sigur în exploatare. În: Selskaia Jizni, nr. 20, ianuarie, 1968.

Întreprinderea Overum din Suedia construiește o serie de pluguri noi, destinate pentru lucrări de arătură pe suprafețe mari. Cel mai mare dintre aceste pluguri este tipul cu șase trupițe, S—600, avînd lățimea de lucru de 2,5 m și greutatea 1 150 kg. Trupițele plugului sînt fixate pe un cadru patrulater, brăzdarele putînd fi așezate sub diverse unghiuri. La întîlnirea unui obstacol în timpul lucrului, plugul se ridică în mod automat, iar după ce obstacolul a fost depășit coboară în brazdă la adîncimea reglată inițial. Acest lucru se face prin intermediul unor sisteme hidraulice. Un dispozitiv special sesizează continuu rezistența solului în timpul lucrului și îndată ce aceasta crește peste o anumită limită, dispozitivul ridică plugul.

O.M.

Motoarele Wankel poluează mai puțin atmosfera. În: Industrial Research, nr. 12, 1967.

Motoarele cu explozie cu piston rotativ de tip Wankel evacuează cantități mult mai mici de hidrocarburi nearse care provoacă poluarea aerului în mai redusă măsură, în comparație cu motoarele cu aprindere prin scînteie electrică obișnuite.

În S.U.A. pentru reducerea efectelor nocive ale hidrocarburilor nearse rezultate în gazele de eșapament, cantitatea de hidrocarburi admise în aceste gaze a fost limitată la 275 părți la milion în anul 1968, cu tendinţa de a fi reduse la 180 părţi la milion pînă în anul 1970.

Un grup de cercetători de la Universitatea din Michigan au experimentat motoarele cu piston rotativ de tip Wankel şi, prin adaptarea unui dispozitiv special de evacuare a gazelor, au reuşit să reducă conţinutul de hidrocarburi în gazele de eşapament la 40 părţi la milion, adică de şapte ori mai puţin decît este limita admisă în prezent pentru motoarele cu aprindere prin scînteie electrică.

O.M.

Maşină de curbat ţevi cu comandă program. În : Revue Française des Techniques Mondiales, martie 1968.

Maşina automată de curbat ţevi, construită de Brookes Ltd. — Albury, cuprinde o presă hidraulică de 5 tf şi o comandă — program avînd zece selectoare numerice cu cadran, dintre care nouă servesc pentru reglarea mişcărilor de curbare, iar al zecelea dă un zero variabil. El permite să se fixeze distanţa precisă dintre sculele superioare şi cele inferioare, în funcţie de diametrul ţevilor de curbat.

Această maşină poate să efectueze automat nouă curbări succesive la ţevi cu diametrul exterior de 32 mm şi cu grosimea peretelui de 1,6 mm. Cu scule speciale se pot curba simultan două ţevi cu diametrul mic (maximum 25 mm).

O.M.

Lagăre din material ceramic lubrifiate cu gaze. În : Revue Française des Techniques Mondiales, februarie 1968.

Particulele de aer sau alte gaze sînt agenţi de lubrifiere de care se interesează tot mai mulţi constructori de lagăre. Lagărele sînt în general metalice. Recent, întreprinderea Minnesota Mining and Manufacturing Co. din S.U.A. a realizat lagăre confecţionate în întregime din materiale ceramice, care adaugă la calităţile excepţionale de durabilitate şi de rezistenţă la uzură, originalitatea de a fi lubrifiate prin gaze sau aer.

Caracterizate prin suprafeţe extrem de dure, foarte finisate (rugozităţile nu depăşesc 0,25 mm după o şlefuire finală cu o pastă-diamant), aceste lagăre au o structură cristalină densă, care se compune din 91—98 % în greutate din alumină alfa sub formă de cristale cu diametrul de 3—10 µm şi dintr-o matrice silicioasă (sticlă de silice conţinînd alumină şi magneziu), care constituie o fază distinctă de aceea a cristalelor de alumină şi poate reprezenta pînă la 6 % din greutatea compoziţiei.

Aceste lagăre se prezintă, de preferinţă, sub forma unui cilindru înconjurat de un manşon dispus în aşa fel încît, atunci cînd cilindrul este exact centrat în interiorul manşonului, jocul radial relativ să fie de 2,5 — 2,7 µm ; aceste limite pot fi chiar extinse pînă la 0,25 şi 12,5 µm, maxim care nu ar putea fi depăşit fără a se risca o lubrifiere inadecvată şi chiar vibraţii. Sub această limită, în special a celei recomandate de 7,5 mm, lagărul tinde să se autocentreze sub efectul — se pare — a unor forţe de forfecare care se exercită asupra gazului între suprafeţele lagărului în rotaţie.

O.M.

Debitarea tablelor cu raze laser. În : Neues Deutschland, ianuarie 1968.

Asociaţia britanică pentru cercetarea sudurii, în colaborare cu laboratorul de cercetări electronice din Baldock—Hertfondshire, a reuşit să folosească o rază laser pentru debitarea tablelor.

Pînă în prezent cu raze laser de bioxid de carbon au fost debitate table cu o presiune de 2,5 mm din oţel (aliat, cu carbon şi inoxidabil), la viteze de pînă la 1 m/min.

Recent au fost debitate şi table de oţel cu conţinut redus de carbon, avînd grosimea de 6,3 mm.

Lăţimea de debitare de circa 0,5 mm permite o debitare foarte precisă, nerealizabilă prin procedeul de tăiere cu flacără oxiacetilenică.

Important este că, în zona influenţată de căldură, suprafeţele debitate să aibă o adîncime de numai 0,076 mm şi să nu se formeze fisuri sau picături de metal topit.

O.M.

Platformă cu pernă de aer. În : Technik und Forschung, 17 ianuarie, 1968.

Principiul pernei de aer nu este folosit numai pentru transportul rutier sau naval, ci permite şi uşurarea considerabilă a muncii în ateliere.

Un exemplu îl constituie aşa-numita platformă cu pernă de aer realizată de Festo-Pneumatic Berkheim — Esslingen — R.F.G.

Plutind pe o pernă de aer, dispozitivele grele pot fi deplasate, fără consum de energie deosebit de la un loc de muncă la altul.

Astfel, pentru deplasarea unui dispozitiv cu o greutate de 150 kgf cu ajutorul unei platforme rulante, este necesară o forţă de circa 32 kgf. Cu ajutorul platformei cu pernă de aer sînt necesare numai circa 0,3 kgf.

Perna de aer este alimentată cu aer comprimat printr-un ventil manual sau de picior. Aerul trece prin nişte duze fine spre faţa inferioară a platformei şi o ridică cu circa 0,05 mm deasupra pardoselii, care trebuie să fie plană. Canelurile mesei nu joacă însă nici un rol.

Posibilităţile de folosire sînt multiple.

În afară de deplasarea dispozitivelor grele pe mesele maşinilor unelte, platformele cu pernă de aer pot fi utilizate şi pentru deplasarea pieselor pe mesele de trasaj sau pentru transportul lor între staţiile de montare.

Presiunea aerului evacuat prin duze se reglează în funcţie de sarcină.

Prin folosirea platformelor cu pernă de aer se realizează micşorarea consumului de energie umană şi o importantă economie de timp prin modificarea rapidă a poziţiei uneltelor sau dispozitivelor.

O.M.

Maşină automată, pentru îndoit oţel-beton. În : Technik und Forschung, 18 aprilie, 1968.

O maşină complet automată pentru formarea oţelului-beton după un procedeu cu totul nou — STEF 14 — a fost realizată de firma franceză Mavilor.

Maşina funcţionează fără nici o intervenţie manuală, îndreptînd sîrma livrată în colaci, debitînd-o la lungimile cerute şi executînd armăturile, care în mod automat sînt aruncate şi stivuite pe o bază. Se pot prelucra toate tipurile de oţel-beton şi profiluri cu nervuri sau alte forme pentru ameliorarea aderenţei betonului.

Maşina este astfel proiectată încît procesele, care pînă acum se desfăşurau în două sau trei locuri de muncă, se concentrează într-un singur loc de muncă, dînd posibilitatea reducerii echipei de lucru cu 1—3 persoane. În afară de aceasta nu mai există deşeuri. Maşina poate prelucra sîrmă simplă sau dublă.

Viteza de prelucrare este de circa 1,2 m/s. Utilizarea acestei maşini de îndoit este mărginită, deocamdată, la prelucrarea oţelului rotund cu diametrul pînă la 14 mm.

Este în curs de execuţie şi o maşină mai eficientă, care să poată prelucra profiluri rotunde din alt oţel moale cu diametrul de pînă la 16 mm şi oţel-beton cu profil.

O.M.

Material plastic presabil la rece. În: Plastiques Inf., nr. 404, 1968.

Se ştie că principalul avantaj pe care îl mai deţin metalele, în comparaţie cu masele plastice, constă în faptul că în timp ce primele pot fi prelucrate în obiecte finite prin presarea la rece a tablelor, obţinerea aceloraşi obiecte din mase plastice implică turnări, injecţii sau presări la temperaturi ridicate, care necesită un consum mai mare de energie şi manoperă.

Cercetările recente efectuate în S.U.A. cu copolimeri, de tipul acrilonitrilbutadienă — stiren, au permis punerea la punct a unor metode de obţinere de copolimeri, care, în plăci, să poată fi prelucraţi la rece prin presare, întocmai ca metalele. Cercetările efectuate pînă în prezent permit să se întrevadă că noi copolimeri vor putea fi presaţi la rece şi utilizaţi pe scară largă la confecţionarea caroseriilor de automobile şi a unor obiecte casnice, înlocuind în viitorul apropiat mari cantităţi de metale.

O.M.

Recenzii

GH. BUZDUGAN. **Dinamica fundaţiilor de maşini.** Bucureşti, Editura Academiei 1968.

Procesul de industrializare solicită maşini cu parametri cît mai ridicaţi : turaţii şi puteri mari, dar în acelaşi timp greutăţi mici pe unitatea de putere. Pentru ca maşinile şi agregatele să funcţioneze în condiţii optime nu este suficient ca acestea să aibă caracteristici tehnice ridicate, ci este absolut necesar ca şi montarea acestora la locul de lucru să se facă corespunzător. O maşină cu caracteristici ridicate, dar montate necorect, poate produce vibraţii care influenţează gama de toleranţe care trebuie să fie realizată, şi produce un nivel de zgomot ce depăşeşte limitele admisibile.

Monografia *Dinamica fundaţiilor de maşini*, se ocupă tocmai de această problemă importantă privitoare la proiectarea corectă a fundaţiilor, bazată pe teoria vibraţiilor. În acest scop se menţionează o bogată bibliografie privitor la această problemă, apărută atît în ţară, cît şi în străinătate (peste 150 referinţe bibliografice), cît şi valoroasa experienţă a autorului în acest domeniu.

Lucrarea prezintă în 11 capitole, atît aspectele teoretice din teoria vibraţiilor sistemelor mecanice, pe care se bazează calculul fundaţiilor celor mai importante tipuri de maşini, cît şi aplicaţii cu numeroase exemple de calcul.

Astfel, capitolul 1, *Problemele dinamicii fundaţiilor de maşini*, cuprinde : teoria izolării contra vibraţiilor, cauzele vibraţiilor maşinilor, grupe de maşini care determină anumite tipuri de vibraţii, o prezentare a mărimilor care intervin în calculul dinamic al fundaţiilor de maşini, precum şi precizarea elementelor care trebuie avute în vedere în realizarea unui asemenea studiu : maşina, terenul de fundaţie, blocul de fundaţie, pătura elastică, clădirile şi instalaţiile învecinate.

Capitolul 2, *Vibraţiile libere şi forţate ale unui corp rigid aşezat pe reazeme elastice*, tratează elementele de bază din teoria vibraţiilor necesare studiului : deplasări, constante elastice, forţe elastice, vibraţiile verticale ale fundaţiilor cu două şi trei mase, forţe transmise la teren, absorbitorul dinamic.

Avînd în vedere importanţa caracteristicilor elastice ale solurilor şi terenurilor, cum sînt constantele lor elastice, efectul umpluturilor laterale, propagarea vibraţiilor prin sol, efectul vibraţiilor asupra solului, precum şi comportarea dinamică a lor, aceste date au fost grupate în capitolul 3 *Caracteristicile elastice ale terenurilor de fundaţie.*

În ce priveşte caracteristicile elastice şi de amortizare ale materialelor folosite în construcţia fundaţiilor de maşini : rolul fundaţiei şi al păturii elastice, constante elastice, module de elasticitate, diferite tipuri de izolatoare (cauciuc, arcuri metalice, perne de aer, plăci elastice etc.) sînt analizate în capitolul 4.

Capitolul 5 tratează problemele privitoare la limite admisibile ale vibraţiilor maşinilor şi fundaţiilor, prezentînd efectele dăunătoare ale vibraţiilor asupra omului, clădirilor şi maşinilor, precum şi limitele admisibile ale vibraţiilor fundaţiilor.

O proiectare corectă a fundaţiilor de maşini nu se poate lipsi de metode experimentale. După unele consideraţii privitoare la verificarea calculelor teoretice generale, lucrarea indică aparatele folosite la măsurarea caracteristicilor elastice şi de amortizare ale vibraţiilor maşinilor, ale fundaţiilor forţelor şi eforturilor unitare dezvoltate în timpul acţiunii vibraţiilor în anumite elemente elastice ale maşinilor şi fundaţiilor (cap. 6).

După ce în capitolul 7 sînt grupate unele recomandări generale pentru proiectarea fundaţiilor de maşini, ultimele patru capitole (8—11) prezintă o serie de aplicaţii extrem de utile pentru proiectant şi care privesc cele mai caracteristice tipuri de fundaţii pentru : maşini cu mecanisme bielă-manivelă, maşini care produc şocuri (ciocane de forjat), maşini-unelte şi fundaţii în cadre pentru turbogeneratoare.

Aceste ultime capitole prezintă numeroase şi utile exemple de calcul numeric ale unor proiecte reale, cum sînt acele privitoare la :

— fundaţia unui grup generator cu motor diesel cu şase cilindri, cu o putere a motorului de 500 CP (pag. 239—259) ;

— fundaţia unui grup generator cu motor diesel cu patru cilindri avînd o putere a motorului de 160 CP (pag. 259—267) ;

— fundaţia unui ciocan cu strat izolator din plută, avînd o greutate a părţilor căzătoare de 1,3 tf (pag. 287—296) calculată atît aproximativ ca un sistem oscilant cu două grade de libertate, cît şi printr-un calcul exact ca un sistem oscilant cu trei grade de libertate ;

— fundaţia în cadre a unui turbogenerator cu o turaţie de 3 000 rot/min şi o putere de 3 MW (pag. 330—345) şi care este aşezată pe un strat de prundiş cu apă.

Prin prezentarea problemelor referitoare la proiectarea diferitelor tipuri de fundaţii într-o lucrare unitară cuprinzînd atît aspectele teoretice generale care pot fi aplicate la orice calcul de fundaţie, cît şi prin numeroasele aplicaţii practice, se dă un ajutor preţios inginerilor mecanici şi constructori proiectanţi, inginerilor mecanici din producţie şi cercetătorilor care studiază vibraţiile fundaţiilor de maşini de orice tip.

Dinamica funcţiilor de maşini, îmbogăţeşte literatura tehnică din ţara noastră cu o nouă lucrare valoroasă.

Aurelian Stan

Revista revistelor

Fördern und Heben, nr. 8/1968 : *Huljus, B.* — Probleme de transport în fluxul de materiale dintr-o turnătorie ; *Kling, G.* — Utilizarea unui transportor suspendat la încărcarea cubilourilor ; x x — Transportor suspendat tip ,,Power and free" utilizat în curăţătoria continuă a unei turnătorii moderne ; *Huber, H.* — Posibilităţile aplicării sondei cu ultrasunete la măsurarea distanţelor ; *Köppel, W.* — Instalaţia de transport continuu pentru nisip de cuarţ ; *Reitemeyer, D.* — Mecanizarea paletizării şi asigurării paletelor la transportul mărfurilor în saci ; — *Linder, R.* — Instalaţie japoneză de mare capacitate pentru descărcarea navelor ; — *Fabry, Gh.* — Stabilitatea vehiculelor de transport interuzinal şi prescripţiile standardului DIN 15 138 ; — *Mojen, H.* — Construcţia, utilizarea şi productivitatea excavatorului ,,Skooper" ; — *Burkart, K.* — Prima instalaţie automatizată pentru transportul şi distribuţia coletelor poştale din R. F. G. la Oficiul Poştal Braunschweig ; — *Haussmann, G.* — Stivuitoare cu furcă sau transportoare la rafturi ; *Koback— Larsen, E.* — Cercetări daneze în domeniul tehnicii transportului ; x x — Referat asupra Tîrgului internaţional de utilaje de transport 1968 din Basel ; — *Ziegler, H.* — Transportul complet automatizat al materialelor în vrac greu curgătoare, cu ajutorul containerelor de recirculaţie. **Nr. 9/1968** : Referate asupra exponatelor din Tîrgul de la Hanovra 1968 : *Dittrich, W.* — Macarale turn ; *Sonnenberg, R.* — Macarale mobile ; *Sonnenberg, R.* — — Excavatoare ; — *Reitemeyer, D.* — Utilaje pentru încărcat ; *Kohler, W. U.* — Maşini pentru aplanisat terenul ; — *Pütner, K.* — Utilaje pentru compactat ; — *Schlösser, F.X.J.* — Maşini pentru construcţia şoselelor ; x x — Automacarale în funcţiune ; x x — Construcţia unei uzine de produse chimice la Europoort; *Ettl, E.* — Calculul numărului de straturi de înfăşurare pe un anumit tambur al unui cablu de lungime dată; x x — Un nou consilier permanent ştiinţific al revistei ,,Fördern und Heben''; *Flade G.* — Conferinţa asupra construcţiei schelelor şi metodelor de montaj; x x — Bandă transportoare de mare lungime cu posibilitate uşoară de montaj. **Nr. 10/1968**: Referate asupra exponatelor din Tîrgul de la Hanovra 1968; *Wünsch, D.* — Instalaţii de transport continuu; *Hoormann, W.* — Transportoare oscilante; *Keim, M.* — Instalaţie de poştă pneumatică şi pentru transportul documentelor; *Niemeyer, D.* — Macarale; *Ricken, Th.* — — Aparate de ridicat portative; *Haussmann, G.* — Utilaje pentru transportul pe sol; *Haussmann, G.* — Containere şi utilaje pentru manipularea lor; *Funke, H.* — Partea electrică a utilajelor de transport; *Haussmann, G.*— Intrarea în funcţiune a staţiei terminale pentru containere Frankfurt/M. — Est; x x — Teze de doctorat din R.F.G. în domeniul maşinilor de ridicat şi transportat; x x — Asupra instalaţiilor de transport din aeroporturi; *Bast, F.* — Recipiente mari pentru vin şi produse chimice.

Ölhydraulik und Pneumatik, nr. 8/1968: *Pötschke, H.*— — Aplicaţiile acţionărilor pneumatice expuse la Tîrgul din Hanovra 1968; *Fischbeck, H.* — Calculul fenomenelor dinamice din sertarele de comandă (Partea a II-a); *Smeets, H.* Dimensionarea conductelor de alimentare cu ulei; *Scholz, K.H.* — Avantajele motorului reglabil cu pistoane axiale; *Ziesling, K.*— Adevăratul preţ de cost al aerului comprimat; *Kohl, A.* — Contribuţie la tipizarea elementelor logice bazate pe mecanica fluidelor.

Schweisstechnik, nr. 9/1968: *Eolacher, F.* — Execuţia unui recipient sudat pentru gaze; *Pertusini, R.* — Remorchere cu fund dublu pentru circulaţia apei de răcire a motorului; x x—Dispozitive de sudură; x x — Cele mai mari porţi de ecluză executate prin sudură în Europa.

Wasser, Luft und Betrieb, nr. 8/1968: *Dembeck, H.* — Decianurarea apelor din scrubere; *Bucksteeg, D. W.* — Cercetări pentru corijarea ,,echivalentului de populaţie''; *Kempa, E.* — Asupra determinării limitei de stabilizare a nămolului de canalizare tratat prin proccedeul aerob; *Fathmann, H.* — Circuitele apelor industriale; *Krane, D.* — Problemele emanaţiilor la fermele de păsări; rezultate privind eliminarea substanţelor rău mirositoare; x x — Obţinerea apei nesărate în U.R.S.S.; *Rathgeber, F.* — Maşini şi instalaţii pentru măruntirea deşeurilor şi gunoaielor; x x — Limitarea emanaţiilor din fabricile de brichete de lignit; x x — Protecţia contra zgomotului.

Verfahrenstechnik, nr. 4/1968; *Dornieden, M.* — Viteza superficială a peliculelor lichide ce se preling pe suprafeţe curbe; *Wasmund, R.* — Contribuţie la o caracterizare a construcţiei aparatelor pentru industria chimică; *Stephan, K.* — Transferul termic şi rezistenţa de scurgere a ţevilor speciale pentru schimbătoare de căldură; *Nogel, H.* — Rezultate noi la producerea acidului sulfuric prin procedeul cu contact; *Wendling, P.* — Instalaţie de preparare a policlorurii de vinil cu o productivitate de 24 000 t/an; *Kriegel, E.* — Legile transportului hidraulic şi pneumatic al corpurilor solide prin conducte orizontale; *Dettinger, W. W.* — Pierderile de putere în conductele de aspiraţie ale pompelor cu piston.

T.Z für praktische Metallbearbeitung, nr. 7/1968: *Pausch, E.* şi *Hörning, W.*—Stadiul actual şi perspectivele construcţiei lagărelor pentru arborii maşinilor-unelte; *Goebel, F.M.G.*— Domeniile şi limitele aplicării şuruburilor cu piuliţă pe bile cu pretensionare; *Bassal, J.* — Găurirea şi frezarea în ciclu automat combinat; *Schwegler, E.* — Cîteva noutăţi la maşinile-unelte expuse la Tîrgul elveţian de mostre pe 1968 din Basel; x x — Comanda — program automată pentru maşini-unelte; x x — Strung universal de detalonat pentru execuţia sculelor mari şi grele; x x — Instalaţii de calcul pentru maşinile-unelte cu comandă numerică; *Fetzer, H., Langebartels R., Vasilacopulos V.* — Bazele construcţiei şi utilizării instalaţiilor de calcul cu comandă programată; x x — Înfiinţarea unui colectiv de lucru U.N.C.I.; x x — Comanda directă a maşinilor-unelte prin instalaţii de calcul; x x — Colaborarea firmelor Grundig şi Ferranti; *Russig, A.* — Maşinile-unelte cu comandă numerică expuse la Tîrgul de primăvară 1968 din Leipzig (Partea a II-a); *Köstner, H.*—Maşină de găurit cu mai mulţi arbori şi cu elemente de comandă numerică pentru scoaterea aşchiilor din găuri; x x — Antrenor cu strîngere automată pentru rectificarea rotundă; *Politsch, H. W., Schulz, H.* — Principiu universal de comandă pentru maşinile-unelte cu comandă numerică; *Weissweiler, H.* şi *Zölzer, H.* — Referat asupra celui de al 13-lea colocviu despre maşini-unelte ţinut la Aachen în 1968; *Pollak, W.* — Primele, salarizarea premială şi în acord (Partea a II-a). Comparaţia între diferitele posibilităţi de salarizare.

H.S.

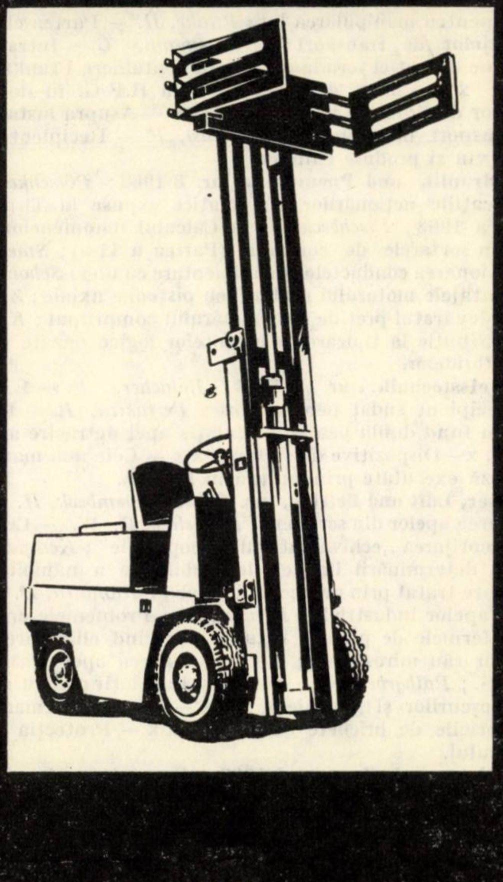
Vestnik Maşinostroenia, nr. 7/1968: *Rîbakov, V. A.* — Perspectivele dezvoltării prelucrării cu abrazive în U.R.S.S.; *Luşpa A. I.* — Aniversarea de 30 ani ai editurii Maşinostroenie; *Telikov, A. I.* şi *Perel, L. Ia.* — Problemele construirii lagărelor cu caracteristici superioare de exploatare pentru utilajul metalurgic; *Spiţîn, N.A.*— Lagărele mecanismelor ce lucrează în vid; *Konovalov, L. V.* şi *Hlavici, P.S.*— Condiţiile de încărcare a mecanismelor macaralelor cu gheare şi cu cumpănă; *Şulghin, V. V.* şi *Şablovski, A. S.* — Metodă de stabilizare a caracteristicilor agregatului de comandă tip ,,duză-clapetă''; *Gavrilenko, B. A.* şi *Rîmarenko, L.I.*— Caracteristicile cuplajului hidraulic cu palete înclinate; *Peciorina, I. N., Jukov, V. N.* şi *Mikuşin, A. I.* — Determinarea experimentală a rigidităţii transmisiei hidraulice; *Malinkovici, M. D*—Alegerea numărului de dinţi ai transmisiei planetare 2K-N cu sateliţi în trepte; *Antonov, S. M.* — Consumul de putere în reductorul locomotivei diesel; *Tiurin, V.P.*—Proprietăţile de frecare ale saboţilor frînelor electromagnetice cu şină; *Danilov, Iu. S.* şi *Novikova, E.N.*— Îmbunătăţirea asamblării şuruburilor de titan cu piuliţe de diferite materiale; *Karpunin, V. A., Konovalov, A. A.* şi *Barmin, D.P.*— Construcţia arcurilor cu greutate minimă la durabilitate impusă; *Vahtel, V.Iu.*— Trasarea cîmpului caracteristic al arcurilor elicoidale de compresiune; *Ghinţburg, B. Ia.*— Despre inele de etanşare nesecţionate; *Kogan-Volman, G.I.* şi *Glozman, V.M.*— Capacitatea de deformare a arborilor elastici; *Volkov, L.V.*— Avantajele tehnico-economice ale construcţiilor sudate; *Popov, V.S.* şi *Brîkov, N.N.*— Creşterea rezistenţei la uzură a oţelului H 12 Fl la presiune înaltă de lucru; *Korşak, V.V.* ş.a.—Proprietăţile cleiului ,,Ţiakin'' cu solidificare la rece; *Kudişina, V.A.*— Materiale cleioase rezistente la temperaturi mari; *Bek, V. I.* şi *Vlasova-Golovataia, V.I.*— Noi cleiuri elastice rezistente la vibraţii, cu funcţionare îndelungată la temperaturi mari; *Şolohova, A. B.* ş.a.— Influenţa condiţiilor de exploatare asupra proprietăţilor îmbinărilor cu ermetic; *Iasovski, S.R.* şi *Freidin, A. S.* — Rezistenţa la oboseală a îmbinărilor cu clei ale metalelor; *Popov,G. G.* şi *Rubencik, S.A.*—Metodica evoluării rezistenţei statice de durată a îmbinărilor cu clei; *Maiorova, E.A.* şi *Aivazian, V.G.*— Îmbinări cu clei tip arbore-bucşă pentru sarcini de răsucire; *Bogdanov, A.S., Mihalev, I. I.* şi *Sîzova, K. V.* — Rezistenţa îmbinărilor cu clei de textolit de sticlă VFT-2 st; *Cernin, I.Z.* şi *Tabunova, A.I.*— Fabricarea pieselor prin aglomerarea plăcilor de ftoroplast 4; *Sidorov, N.A.* şi *Kojevnikov, I.V.*— Material metaloceramic pentru fabricarea pieselor folosite în construcţia de maşini; *Babiţki, M.S.* şi *Pocitennti, E. K.* — Instalaţie pentru încercări de joasă frecvenţă a elementelor de construcţie cu presiune hidraulică interioară; *Sîsoev, A.S.*— Instalaţie de vid pentru eliminarea hidrogenului din piese după acoperire galvanică; *Latîşev, V.N.*— Interacţiunea chimică dintre aliajele dure şi componentele lichidelor de răcire-ungere; *Tretiakov, I.P.*— Dezvoltarea ştiinţei despre aşchierea materialelor; *Filimonov, Iu. F.* şi *Mihailenko, G. P.* — Presarea pieselor cu goluri din alamă cu plasticitate mică; *Ghenerson, I.G.*— Tehnologia de fabricaţie a paletelor de tablă ale compresoarelor centrifuge; *Jukov, A. A. Ogarev, A. P.* şi *Epştein, L. Z.*— Asupra creşterii rezistenţei la uzură a fontelor; *Komissarov, V.A., Dehtiar, R. M.* şi *Rakogon, V. G.* — Maşini pentru turnarea sub presiune cu utilizarea vidului; *Buki, Iu. M.* şi *Barannik, Iu. P.* — Rectificarea cu diamant a pieselor de corindon; *Bitunov, V. V.* — Stimularea materială şi economică a progresului tehnic; *Ipatov, M. I.*ş.a. — Precizia comparativă a metodelor de calcul al costului pieselor proiectate; *Kubarev, A.I.*— Despre consfătuirea tehnico-ştiinţifică asupra teoriei şi practicii creşterii eficienţei pieselor; *Travkin, Iu.E.*— Seminar — consfătuire tehnico-ştiinţifică despre metode noi de reglare şi exploatare ale sistemelor hidraulice.

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 7/ 1968: *Trepenenkov, I. I., Surnbatian, G. G.* şi *Caf, G.B.*— Asupra eficienţei cercetării ştiinţifice în construcţia de tractoare; *Velicikin, I.N.*ş.a.— Metodica aprecierii rapide a durabilităţii motoarelor de tractor; *Kolcenko, V.I.* şi *Adamovici, A.V.*— Studiul eficienţei funcţionării şi frecarea segmenţilor de ungere; *Gurevici, A.M.* şi *Bolotov, A. K.*— Studiul influenţei diferitelor metode de creştere a performanţelor motoarelor asupra temperaturii organelor din grupul cilindru-piston; *Diakov, I. Ia., Kopîlov, M. K.* şi *Sîsoev, V.A.*— Studiul eficienţei tractoarelor de arat cu roţi; *Pasencenko, P.M.* şi *Ivancenko, M.L.*— Indicii de tracţiune ai tractorului MTZ-52 la funcţionarea pe versanţi; *Bulah, G. Ia.* şi *Molceanov, V. I.*— Particularităţile de calcul ale bilanţului energetic al tractoarelor cu şenile cu transmisie continuă; *Kapustin, R.P.*— Calculul sistemelor hidraulice la pornire; *Şarşak, V.K.*— Asupra caracterului de intrare a stratului de pămînt în brăzdarul săpătoarelor de şanţ cu plug; *Borisov, E.V.* şi *Terpilovski, E.Iu.*—Studiul funcţionării semănătoarelor de cereale la viteze mari în condiţiile zonei Kazahstanului de nord; *Hazanov, E. E.*— Evaluarea calităţilor funcţionale ale aparatelor de tăiere; *Şpeider, M.N.* — Asupra perspectivelor mecanizării complexe a cultivării inului; *Orîşaka, V.A.*— În problema creării maşinilor de recoltat in cu aparat de legat; *Galadjev, R.S.* şi *Linkin, L.D.*— Asupra eficienţei înlocuirii arborilor plini şi a axelor tubulare; *Sokolovskaia F.M.*—Calculul şi controlul tensiunii curelelor trapezoidale; *Muraviev, A. S.*— Maşina 14 HV-2,4 ,,Uzbekistan'' pentru recoltarea bumbacului; *Gordiuşin, V.T.*— Groapă cilindrică cu ace; *Kublanov, V. L.*— Proces tehnologic progresiv de prelucrare a cămăşilor de cilindri; *Proskurkin, G.A.*— O nouă formă de organizare a producţiei de scule; *Afanasiev, V. V., Bannov, S.E.*— Modernizarea mecanismului de transmisie al magnetoului la motorul de pornire PD-10 U; *Fedoseev, I.A.* şi *Guzev, I.S.*— Asupra pregătirii şi împrăştierii îngrăşămintelor minerale; *Malahovski, V. E.* — Amplificatoare de moment motor fabricate în străinătate; *Lisenkov, A. A.* — Maşini americane pentru recoltarea fînului; *Okorokov, I. F., Sorokin, K.A.* şi *Hrapoli, E.L.*— Maşini pentru plantarea sfeclei de zahăr.

Stanki i instrument, nr. 7/ 1968: *Tukaev, E. S., Ghindin, S. S.* şi *Markov, V.M.*— Metode raţionale de proiectare a elementelor arborelui principal a maşinilor agregate; *Bitiev, I.V.*—-Bilanţul rigidităţii maşinilor de rectificat filete; *Misevici, V.S.*— Proiectarea mecanismelor de oscilare pentru maşini-unelte aşchietoare; *Ghebel, I.D.* şi *Hrolenko, V.F.*— Modelarea procesului de profilare la rectificarea pe reazeme fixe; *Ambokadze, G.M.* ş.a.— Reglarea lagărelor de rostogolire ale elementelor arborelui principal; *Ciurin, I.N.*— Erorile ciclice ale transmisiei hidrostatice şurub-piuliţă; *Meistel, A. N.* şi *Pavlov, A.G.*— Vibraţiile motoarelor asincrone în regimuri speciale de lucru ale transmisiilor maşinilor-unelte; *Buştian, L.V.* şi *Petrov, L.P.*— Problemele tehnico-economice ale frînării dinamice; *Kartîşev, B.N.* şi *Rodicenko, A.E.*— Instalaţie vibratoare abrazivă cu mecanism de transmitere; *Per, A. G.* — Frezarea cu diamant; *Kresteşnikov, G.M.*— — Parametrii tehnologici principali ai tăierii ţevilor cu cuţite-disc; *Jujjalkin, G.V.* şi *Borodin, V.V.*— Analiza tehnico-economică a procesului de aşchiere a roţilor conice cu dinţi elicoidali; *Gavrilov, G.M.*— Alimentarea cu lichid de ungere-răcire în diferite condiţii de strunjire; *Lurie, G. B.* şi *Şulţ, E. F.* — Dispozitiv pentru control activ cu schimbarea rapidă a clemelor; *Şapiro, E.M.*ş.a.— Instalaţie fără contacte pentru control activ pentru maşinile de honuit; *Polianin, V. V., Potemkin, V. I.* şi *Perminov, A. E.*— Dinamometru cu două complete; *Ciurilin, A, N.* — Înlăturarea abaterilor profilului apărute la ascuţirea frezelor-profil; *Cernîi, A.P.*— Scule pentru rularea filetelor interioare; *Priahin, N.P.*— Determinarea cotei de prelucrare mecanică la rectificarea electrochimică; *Danilenko, S.P.*— Condiţii de aşchiere la strunjirea oţelurilor nemagnetice; *Sinopalnikov, V. A.* — Dependenţa procesului de aşchiere de funcţii accidentale; *Molodţov, N.S.*— Studiul procesului de aşchiere al oţelului cu conţinut înalt de mangan; *Barobolia, S.Ia.*— Strunjirea pieselor tip disc; *Krepok, A.S.*— Freze-deget cu productivitate ridicată; *Iufit, B.Ia.* şi *Şehtman, Ia.M.*— Automatizarea dispozitivelor pentru găurirea pieselor plane; Aniversarea de 30 de ani ai editurii Maşinostroenie; *Villin, A.B.*— Conferinţa despre prelucrarea prin contact electric.

G.Z.

balkancar



AUTOCARE

elevatoare universale de mare înălţime cu capacitatea de încărcare între 1 000 şi 5 000 kgf şi înălţimea de ridicare pînă la 4 500 mm

VARIANTE DE FABRICAŢIE

- cu motor cu benzină sau cu motor Diesel Perkins original
- cu transmisie mecanică sau hidraulică
- cu servodirecţie hidraulică, cu capacitatea de încărcare între 3 000 şi 5 000 kgf

BALKANCAR
livrează o gamă largă de ECHIPAMENTE AUXILIARE pentru autocare, pentru manevrarea diferitelor tipuri de sarcini.
Informaţii detaliate şi oferte:
BALKANCAREXPORT, Bulgaria,
Sofia, Str. Aksakov nr. 5. • Telefon: 88-53-21
Telex: 386 • Telegrame: Balkancarexport — Sofia

E 3279

INDEX ALFABETIC PE PROBLEME

EDITORIALE

* * * Conferinţa naţională a Partidului Comunist Român, nr. 1.
* * * La XX ani de existenţă, nr. 1, p. 1.
* * * La XX ani de existenţă, nr. 2, p. 65—68.
* * * La XX ani de existenţă, nr. 3, p. 137—139.
* * * La XX ani de existenţă, nr. 4, p. 199—201.
* * * La XX ani de existenţă, nr. 5, p. 259—260.
* * * Cu privire la conferinţa republicană de motoare cu ardere internă, nr. 6, p. 323—326.
* * * Realizări în domeniul motoarelor cu ardere internă în Republica Socialistă România, nr. 6, p. 326—331.

CONSTRUCŢIE — CERCETARE — INCERCĂRI

Aramă, C. şi *Borilă, Gh* : Cu privire la tararea motoarelor cu ardere internă, nr. 1, p. 3—4.
Trică, Gh., *Drăghici, I.* şi *Alexandru, P.* : Unele aspecte ale influenţei amortizorului de oscilaţii torsionale asupra solicitării transmisiei automobilelor, nr. 1, p. 5—10.
Lăzărescu, I. şi *Abrudan, G.* : O nouă metodă de determinare a parametrilor geometrici constructivi ai sculelor aşchietoare, nr. 1, p. 11—16.
Todicescu, A. : Principii de calcul analitic al postumplerii la motoarele cu ardere internă în patru timpi, nr. 1, p. 16—21.
Radcenco, V. Tendinţe moderne în construcţia detentoarelor cu piston, nr. 1, p. 35—40.
Oprea, I. şi *Cristodorescu, M.* : Asupra determinării vitezei şi acceleraţiei la un mecanism cu camă cu tachet cu călcîi plat, prin metoda ecuaţiilor vectoriale, nr. 1, p. 41—43.
Dudiţă, Fl.: Sistematizarea cuplajelor bicardanice omocinetice, nr. 1, p. 44—48.
Gradin, Gh. : Metode noi în calculul maşinilor. Similitudine—analogie, nr. 1, p. 48—56.
Dodoc, P. : Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte (I), nr. 2, p. 78—85.
Dodon, E. : Determinarea prin aşchiere a rigidităţii maşinilor de frezat orizontal cu consolă, nr. 2, p. 94—98.
Kovacs, F., *Perju, D.* şi *Müller, A.* : Contribuţii la analiza cinematică şi sinteza dimensională a mecanismelor de clasa a III-a de tip şeping, nr. 2, p. 105—111.
Mustafa, R.M. : Reazeme hidrostatice, nr. 2, p. 112—118.
Mustafa, R.M. : Calculul şi proiectarea lagărelor hidrostatice axiale, nr. 3, p. 148—154.
Dodoc, P. : Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte (II), nr. 3, p. 154—162.
Crişan, I. : Importanţa industrială a cercetărilor în domeniul tehnicii plasmei, nr. 3, p. 166—170.
Leonte, A. : Despre influenţa factorilor constructivi şi tehnologici asupra comportării pieselor motoarelor cu ardere internă în exploatare, nr. 3, p. 181—188.
Băţaga, N. : Evaluarea solicitării termice a motoarelor cu ardere internă, nr. 4, p. 202—208.
Olariu, V. : Forţele care solicită suspensia cu arcuri semieliptice progresive a autocamionului, nr. 4, p. 209—218.
Albu, A., *Petriceanu, Gh.*, *Pay, E.* şi *Abrudan, G.* : Proiectarea raţională a maşinilor-unelte, agregat cu posibilitate rapidă de reglare pentru aplicarea tehnologiei de grup, nr. 4, p. 219—224.
Cârdu, M. : Contribuţii la problema pretensionării discurilor turbinelor cu abur, nr. 4, p. 224—232.
Cristea, V. : O nouă recomandare pentru calculul transmisiilor prin lanţ utilizate la utilajul petrolier, nr. 4, p. 244—249.
Székely, I. şi *Mureşan, T.* : Mecanisme cu elemente rigide şi elastice pentru realizarea funcţiilor logice, nr. 5, p. 261—266.
Vasilescu, C.A. şi *Ştefan, I.* : Metodă pentru stabilirea performanţelor în altitudine ale motorului cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule din date măsurate în condiţii de sol, nr. 5, p. 267—271.
Pitchford, J. H., *Millington, B. W.* şi *Howarth, M. H.* : Probleme care limitează încă dezvoltarea motorului diesel mic pentru automobile, nr. 5, p. 272—282.
Demian, T. şi *Tudor, D.* : Asupra ajustajelor presate şi cu joc din mecanica fină, nr. 6, p. 332—338.
Mereţ, N. : Cu privire la calculul şi alegerea raţională a instalaţiilor miniere de extracţie, nr. 6, p. 343—353.
Năstăsoiu, S. : Studiu privind transmiterea cuplului motor la puntea din faţă a tractorului U-651, în vederea evitării circulaţiei puterii parazite, nr. 6, p. 354—359.
Raicu, A. : Mecanisme cu trei elemente în construcţia maşinilor, nr. 6, p. 360—364.
Ciucă, C., *Drugescu Elena*, *Georgescu Valeria şi Popescu, R.* : Influenţa structurii iniţiale şi a îmbătrînirii asupra coroziunii oţelurilor E şi 09 G2, nr. 6, p. 365—370.
Bărănescu, G., *Grünwald, B.*, *Apostolescu, N.* şi *Zătreanu, Gh.* : Unele particularităţi funcţionale ale pompei de injecţie cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse, nr. 7, p. 287—293.
Olariu, V. : Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive şi arcuri de cauciuc (Aeon), nr. 7, p. 392—403.
Pitchford, J. H. : Motor monotip cu combustibil unic, nr. 7, p. 404—408.
Vasiliu, Ch. şi *Neguţ, L.* : Interacţiunea plug-tractor, cu referire la tractorul U-650, nr. 7, p. 422—428.
Vonica. C. : Banc BFR-03 pentru verificarea sistemului de frînare a vehiculelor rutiere, nr. 7, p. 433—437.
Grünwald, B. şi *Apostolescu, N.* : Influenţa vitezei medii de creştere a presiunii în faza arderii vizibile asupra unor indici de perfecţionare a ciclului motorului cu aprindere prin scînteie, nr. 8, p. 451—456.
Slăvescu, M. : Influenţa admisiunii asupra performanţelor unui ventilator, nr. 8, p. 456—461.
Sima, D.P. : Vibraţiile roţilor dinţate, nr. 8, p. 461—475.
Handra — Luca, V. : Contribuţii la sinteza cinematică a mecanismelor plane, nr. 8, p. 483—488.
Ioviţiu, E. : Menţinerea temperaturii la încercarea microepruvetelor de rezistenţă la temperaturi joase, nr. 8, p. 492—493.
Benche, V. şi *Benche Lidia* : Contribuţii la cinematica pompei cu pistonaşe de tip axial, nr. 8, p. 494—499.
Vasiliu, Ch. : Asupra cinematicii mecanismelor de plantare a cartofilor, nr. 8, p. 499—503.
Székely I. şi *Csulak, A.* : Studiu asupra unui mecanism cu roţi dinţate cilindrice cu raport de transmitere reglabil, nr. 9, p. 529—523.
Grigoriu Marieta : Unele aspecte privind diagramele indicate ale compresoarelor frigorifice în echicurent, nr. 9, p. 532—534.
Irimescu, Gh. : O metodă de determinare a poziţiei pistoanelor în funcţie de timp la maşinile cu pistoane libere, nr. 9, p. 543—548.
Popa, R. : Dispozitive pentru efectuarea încercărilor la temperaturi joase, nr. 9, p. 554—556.
Benche, V. şi *Benche Lidia* : Studiui etanşeităţii hidraulice a elementului pompei de injecţie prin modelare plană, nr. 10 p. 573—579.
Minciu, C. şi *Moraru, V.* : Contribuţii la calculul organologic al cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte, nr. 10, p. 583—587.
Abăităncei, D. : Cercetări privind rezistenţele sistemului de admisiune al motorului SR—207, nr. 10, p. 588—592.
Gheorghiu, N. şi *Andreescu, I.* : Consideraţii asupra calculului şi alegerii barelor de torsiune de la cuplajele torsiometrice, nr. 10, p. 597—599.
Pascovici, M. : Asupra efectului de pană termică la lagărele de alunecare, nr. 10, p. 600—603.
Vasiliu, Gh. şi *Negut, L.* : Asupra unor sisteme de agregare tractor-plug, nr. 10, p. 604—610.
Vasilescu, C.A. şi *Barbescu, B.* : Influenţa presiunii de supraalimentare asupra parametrilor constructivi ai antecamerei, nr. 11, p. 645—652.
Oprea, N. şi *Hovnanian, V.* : Contribuţii la analiza domeniului funcţional al compresorului cu piston în două trepte, nr. 11, p. 653—661.

Coşereanu, I. şi *Deutsh, I.* : Echilibrarea dinamică pe porţiuni a arborilor pe mai multe lagăre, nr. 11, p. 669–671.

Neguţ, L. : Cu privire la cinematica ridicătoarelor hidraulice cu trei puncte de suspendare, pentru tractoarele agricole pe şenile, nr. 11, p. 685–691.

Segal, H. : Vibraţia longitudinală a transportoarelor cu bandă în perioada de pornire, nr. 12, p. 702–709.

Bobescu, Gh. : Cercetări privind încălzirea amestecului în conducta de admisiune a motorului SR–211 cu răcire diferenţiată, nr. 12, p. 710–715.

Ferencz, A. : Din experienţa proiectării treptelor de turbine cu abur cu palete relativ scurte, nr. 12, p. 715–719.

Pavel, A. : Contribuţii la calculul de rezistenţă al îmbinărilor prin mandrinare ale schimbătoarelor de căldură, nr. 12, p. 732–738.

Singeorzan, V. : Analiza sistemelor de întindere şi stabilirea presiunii iniţiale optime la transportoarele cu bandă nr. 12, p. 738–746.

Baraf, L. : Un oţel feritic anticorosiv cu largi posibilităţi de utilizare, nr. 12, p. 746–748.

Babiciu, I. şi *Moroşan, V.* : Contribuţii privind cuplarea şi stabilitatea în plan vertical a plugurilor purtate pe tractoarele cu şenile, nr. 12, p. 749–755.

TEHNOLOGIE

Popa, A. şi *Niculescu, A.* : Unele aspecte ale prelucrării prin aşchiere a paletelor de turbină cu profil aerodinamic, prin metoda generării, nr. 1, p. 27 — 35.

Lăzărescu, I. şi *Pay, E.* : Contribuţii asupra corelaţiei dintre uzura dintelui frezei, lăţimea de frezare şi unghiul de contact, nr. 2, p. 69 — 72.

Deacu, L., *Cimpianu, N.*, *Kovacs, St.* şi *Ştefănescu, C.* : Frezarea la temperatură ridicată, nr. 2, p. 73 — 77.

Fejes, I. şi *Ionuţ, V.* : Contribuţie la studiul influenţei parametrilor cinematici în procesul de honuire, nr. 2, p. 85 — 89.

Nichici, A., *Popovici, I.* şi *Gheorghiu, Şt.* : Cercetări privind determinarea tehnologiei optime de rectificare anodomecanică a plăcuţelor din aliaje dure metaloceramice, nr. 2, p. 99 — 104.

Tache, V. şi *Brăgaru, A.* : Consideraţii cu privire la simbolizarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele destinate prelucrării, controlului şi asamblării, nr. 3, p. 140 — 147.

Drăghici, Gh. : Studiul teoretic al forţei de aşchiere la strunjirea metalelor dure cu introducere de curent electric în zona de aşchiere, nr. 3, p. 171 — 173.

Ionuţ, V. şi *Fejes, I.* : Contribuţii la studiul procesului de aşchiere şi a variaţiei presiunii specifice la honuire, nr. 3, p. 173 — 176.

Vătăşan, O. : Consideraţii asupra sistemelor actuale de toleranţe şi ajustaje, nr. 4, p. 236 — 240.

Oniga C. şi *Mărăcinescu, E.* : Prelucrarea spiralelor interioare prin broşare, nr. 4, p. 241 — 243.

Iliescu, C. : Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă folosind matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor, nr. 5, p. 283 — 289.

Chiriacescu, S. şi *Popescu, I.* : Contribuţii la calculul dispozitivelor de broşare cu reazem sferic, nr. 5, p. 289 — 294.

Bahrim, L. : Prelucrarea filetului prin aşchiere cu cuţite normale pentru filet la piesele din oţel inoxidabil, nr. 5, p. 294 — 298.

Patarinski, P., *Paşov, St.*, *Trandafilof, T.* şi *Bujinov, B.* : Cercetări experimentale privind influenţa vibraţiilor de înaltă frecvenţă asupra prelucrării găurilor de diametru mic, nr. 6, p. 339 — 343.

Moţoiu, R. : Aspecte ale aplicării sistemului de toleranţe ISO în Republica Socialistă România, nr. 6, p. 371— 375.

Ciucă, C., *Teodorescu, M*,, *Ţâru, E.*, *Tarău, I.* şi *Ivaşcu, I.* : Studiul influenţei structurii asupra prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelului OLC60, nr. 7, p. 408 — 418.

Arghir, G. : Consideraţii şi calcule legate de proiectarea bazării unui dispozitiv de găurit, nr. 7, p. 418 — 421.

Berinde, V. : Încărcarea prin sudare cu jet de plasmă a metalelor, aliajelor şi cărbunilor greu fuzibile, nr. 7, p. 428 — 433.

Ţâru, E. şi *Andronic, C.* : Contribuţii la dinamica aşchierii prin strunjire a aliajelor de aluminiu româneşti, nr. 8, p. 489 — 491.

Iliescu, C. : Parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor, nr. 9, p. 524–529.

Niculescu, Gr. : Consideraţii asupra variaţiei randamentului electroenergetic la brazarea prin inducţie a plăcuţelor din carburi metalice, nr. 9. p. 530–532.

Dima, I. : Contribuţii la prelucrarea pieselor de revoluţie profilate prin metoda rulării, nr. 9, p. 534–538.

Ivancenco, Al. : Consideraţii cu privire la unele tendinţe noi în proiectarea ansamblurilor sudate, nr. 9, p. 539–542.

Velicu, S. : Contribuţii la studiul cinematic al procesului de finisare prin şeveruire a roţilor dinţate, nr. 9, p. 548–553.

Zgură, Gh. şi *Ispas, C.* : Unele aspecte privind cauzele vibraţiilor la frezarea frontală, nr. 10, p. 579–583.

Caşler, Gh., *Zelu, D.* şi *Cozmîncă, M.* : Contribuţii la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oţeluri obişnuite (OL STAS 500–63), nr. 11, p. 639–645.

Plăhteanu, B. : Cu privire la optimizarea caracteristicilor jetului de lichid pulverizat în procesele de răcire-ungere la aşchierea metalelor, nr. 11, p. 671–676.

Doboşan, V., *Caşcaval, N.* şi *Rîmbeţiu, Gh.* : Recondiţionarea construcţiei sudate a unei roţi motoare de funicular, nr. 11, p. 677–682.

Velicu, S. : Contribuţii la studiul geometriei constructive şi cinematice a şeverelor disc, nr. 12, p. 720–727.

Brăgaru, A. : Unele consideraţii privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe maşini-unelte, nr. 12, p. 728–732.

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

Şoneriu, N. : Stabilirea consumului pieselor de schimb cu ajutorul statisticii matematice, nr. 1, p. 21 — 27.

Marcea, N. şi *Caşin, C.* : Programarea producţiei în fabricaţia de maşini-unelte, cu ajutorul calculatoarelor electronice, nr. 2, p. 90 — 94.

Marcea, N. şi *Pănescu, D.* : Organizarea fabricaţiei maşinilor-unelte pe familii de piese, la Uzina mecanică Cugir, nr. 3, p. 177 — 180.

Aron, Gh. : Aplicarea tehnologiei de grup la uzina ,,Hidromecanica'' — Braşov, nr. 4, p. 232 — 236.

Borch, V. : Aplicaţii ale programării dinamice, nr. 8, p. 504 — 506.

Manoliu, R. : Schema de optimizare a regimului de aşchiere la maşinile-unelte cu comandă numerică, prin folosirea unui calculator de proces (,,on line''), nr. 9, p. 517–519.

Epureanu, Al. : Ritmul de lucru economic al liniilor tehnologice în flux continuu, nr. 10, p. 593–596.

Popovici, V. şi *Kalleder, A.* : Mecanizarea operaţiilor de manipulare a scheletului metalic inferior al locomotivei diesel electrice de 2100 CP, în procesul de asamblare-sudare, nr. 10, p. 617–622.

Vătăşan, O. : Îmbunătăţirea muncii de proiectare în construcţia de maşini. Necesitatea editării unei colecţii a standardelor de desen industrial însoţit de comentarii, nr. 10, p. 622–625.

Dumitrescu, A. : Stabilirea necesarului de piese forjate în perspectivă, nr. 12, p. 699–701

PRODUSE ASIMILATE

Makovi, Gh. : Posibilitatea modernizării maşinilor de sudat prin puncte, nr. 11, p. 682–685.

INTREŢINEREA ŞI EXPLOATAREA MAŞINILOR ŞI INSTALAŢIILOR

Petre, I., *Săndulescu, T.* şi *Teodorescu Paula* : Cercetări în domeniul ungerii motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi, nr. 3, p. 163 — 166.

Strat Livia şi *Oprean Liliana* : Metode chimice şi electrochimice pentru dezvoltarea acoperirilor metalice, nr. 5, p. 298 — 303.

Lăzărescu, E. şi *Homulescu, A.* : Contribuţii la studiul variaţiei unor constante fizice ale metodelor indigene sub influenţa ultrasunetelor şi a vibraţiilor de joasă frecvenţă, nr. 8, p. 475 — 483.

Cosma Gerda, Minea Silvia şi Lescenco Georgeta : Protecţia anticorosivă prin zincare termică şi vopsire, nr. 10, p. 610—616.

Manolache, M., Răileanu, D., Teodorescu, M. şi *Miloşeriu, Olga* : Studiul protecţiei aluminiului cu vopsele moderne în medii atmosferice, nr. 11, p. 662—668.

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

Georgescu, Gh. : Consideraţii privind protecţia împotriva tensiunilor de atingere periculoase la maşinile-unelte aşchietoare, nr. 2, p. 118 — 124.

Drăghici, N.N. : Condiţiile termice minime impuse elementelor de construcţii, nr. 5, p. 304 — 308.

Drăgan, O,. Mladinescu, M. şi *Ciovică, D.* : Considerente cu privire la unele aspecte ale climei industriale, nr. 9, p. 556—560.

Catz, I. : Criterii de construcţie şi montare corectă a apărătorilor în zonele periculoase ale organelor de maşini în mişcare, nr. 9, p. 560—562.

Ştefănescu, A., Nadudvary, E. şi *Borda Monica* : Caracterizarea fizică şi chimică a aerosolilor rezultaţi la sudarea electrică manuală, în vederea stabilirii riscurilor profesionale, nr. 12, p. 756—760

BREVETE

nr. 4, p. 249 — 250 ; nr. 5, p. 309 — 310 ; nr. 6, p. 376 — 377 ; nr. 7, p. 438 ; nr. 8, p. 597 ; nr. 9, 563—564 ; nr. 10, p. 627—629.

DOCUMENTARE

nr. 1, p. 57 — 63 ; nr. 2, p. 124 — 131 ; nr. 3, p. 188 — 196 ; nr. 4, p. 251 — 258 ; nr. 5, p. 311 — 319 ; nr. 6, p. 377 — 383 ; nr. 7, p. 439 — 448 ; nr. 8, p. 508 ; nr. 9, p. 565—570 ; nr. 10, p. 629—637 ; nr. 11, p. 692—697 ; nr. 12, p. 760 — 767

RECENZII

nr. 2, p. 131 ; nr. 3, p. 196 — 197 ; nr. 5, p. 220 ; nr. 6, p. 386 ; nr. 8, p. 514 ; nr. 10, p. 636 ; nr. 12, p. 768.

CRONICĂ

nr. 6, p. 384 — 385 ; nr. 7, p. 448.

REVISTA REVISTELOR

nr. 3, p. 199 ; nr. 5, p. 320 — 321 ; nr. 7, p. 449 — 450 ; nr. 9, p. 570—571 ; nr. 10, p. 636—637 ; nr. 11, p. 698 ; nr. 12, p. 768—770.

INDEX ALFABETIC DE AUTORI

A

Abăităncei, D.: nr. 10, p. 588—592
Abrudan, G.: nr. 1, p.11—16 nr. 4, p. 219—254
Albu, A.: nr.4, p. 219—224
Alexandru, P.: nr. 1, p. 5—10
Andreescu, I.: nr. 10, p. 597—599
Andronic, C.: nr. 8, p. 489—491
Apostolescu, N.: nr.7, p.387—392 ; nr.8, p. 451—456
Aramă, C,: nr. 1, p. 3—4
Arghir. G.: nr.7, p. 418—421
Aron, Gh.: nr.4, p. 232—236

B

Babiciu, I.: nr.12, p. 749—755
Bahrim, L. : nr. 5, p. 294—298
Baraf, L. : nr. 12, p. 746—748
Băţaga, N. : nr. 4, p. 202—208
Bărănescu G. : nr. 7, p. 387—392
Benche Lidia : nr. 8, p. 494—499 ; nr. 10, p. 573—579
Benche, V. : nr. 8, p. 494—499 ; nr. 10, p. 573—579
Barbescu, B. : nr. 11, p. 645—652
Berinde, V. : nr. 7, p. 428—433
Bobescu, Gh. : nr. 12, p. 710—715
Borch, V. : nr. 8, p. 504—506
Borda Monica : nr. 12, p. 756—760
Borilă, Gh. : nr. 1, p. 3—4.
Brăgaru, A. : nr. 3, p. 140—147 nr. 12, p. 728—732
Bujinof, B. : nr. 6, p. 339—343

C

Caşcaval, N. : nr. 11, p. 677—682
Caşin, C. : nr. 2, p. 90—94
Caşler, Gh. : nr. 11. p. 639—645
Catz, I. : nr. 9, p. 560—562
Cârdu. M. : nr. 4, p. 224—232
Chiriacescu, S. : nr. 5, p. 289—294
Ciovică, D. : nr. 9, p. 556—560
Ciucă, C. : nr. 6, p. 365—370 nr. 7, p. 408—418
Cîmpianu, N. : nr. 2, p. 73—77
Cozmîncă, M. : nr. 11, p. 639—645
Cosma Gerda : nr. 10, p. 610—616
Coşereanu, I. : nr. 11, p. 669—671
Cristea, V. : nr. 4, p. 244—249
Cristodorescu, M. : nr. 1, p. 41—43
Crişan, I. : nr. 3, p. 166—170
Csulak, A. : nr. 9, p. 520—523

D

Deacu, L. : nr. 2, p. 73—77
Demian, N. : nr. 6, p. 332—338
Deutsch, I. : nr. 11, p. 669—671
Dima, I. : nr. 9, p. 534—538
Doboşan, V. : nr. 11, p. 677—682
Dodoc, P. : nr. 2, p. 78—85 ; nr. 3 , p. 154—162
Dodon, E. : nr. 2, p. 94—98
Drăgan, O. : nr. 9, p. 556—560
Drăghici, Gh. : nr. 3, p. 171—173
Drăghici, I. : nr. 1, p. 5—10
Drăghici, N.N. : nr. 5, p. 304—308
Drugescu Elena. : nr. 6, p. 365—470
Dudiţă, Fl. : nr. 1, p. 44—48
Dumitrescu, A. : nr. 12, p. 699—701

E

Epureanu, Al. : nr. 10, p. 593—596

F

Fejes, I. : nr. 2, p. 85—89
Fejes, I. : nr. 3, p. 173—176
Ferencz, A. : nr. 12, p. 715—719

G

Gheorghiu, N. : nr. 10, p. 597—599
Gheorghiu, St. : nr. 2, p. 99—104
Georgescu, Gh. : nr. 2, p. 118—124
Georgescu Valeria. : nr. 6, p. 365—370
Gradin, Gh. : nr. 1, p. 48—56
Grigoriu Marieta : nr. 9, p. 532—534
Grünwald, B. : nr. 7, p. 387—392 nr. 8, p. 451—456

H

Handra—Luca, V. : nr. 8, p. 483—488
Homulescu, A. : nr. 8, p. 475—483
Howarth, M.N. : nr. 5, p. 272—282
Hovnanian, V. : nr. 11, p. 653—661

I

Iliescu, C. : nr. 5, p. 283—289 ; nr. 9, p. 524—529
Ionuţ, V. : nr. 2, p. 85—89 ; nr. 3, p. 173—176
Ioviţiu, E. : nr. 8, p. 492—493
Irimescu, Gh. : nr. 9, p. 543—548
Ispas, C. : nr. 10, p. 579—583
Ivancenco, Al. nr. 9, p. 539—542
Ivaşcu, I. : nr. 7, p. 408—418

K

Kalleder, A. nr. 10, p. 617—622
Kovacs, F. : nr. 2, p. 105—111
Kovacs, St. : nr. 2, p. 73—77

L

Lăzărescu, E. : nr. 8, p. 475—483
Lăzărescu, I. : nr. 1, p. 11—16 ; nr. 2, p. 69—72
Leonte, A. : nr. 3, p. 181—188
Lescenco Georgeta. : nr. 10, p. 610—616

M

Marcea, N. : nr. 2, p. 90—94 ; nr. 3, p. 177—180
Makovi, Gh. : nr. 11, p. 682—685
Manolache, M. : nr. 11, p. 662—668
Manoliu, R. : nr. 9, p. 517—519

Mărăcinescu, E. : nr. 4, p. 241–243
Mereţ, N. : nr. 6, p. 343–353
Millington, B. W. : nr. 5, p. 272–282
Minciu, C. : nr. 10, p. 583–587.
Minea Silvia. : nr. 10, p. 610–616.
Miloşeniu Olga. : nr. 11, p. 662–668.
Mladinescu, M. : nr. 9, p. 556–560.
Moraru, V. nr. 10, p. 583–587.
Moroşan, V. : nr. 12, p. 749–755.
Moţoiu, R. : nr. 6, p. 371–375
Mustafa, R. M. : nr. 2, p. 112–118
Mustafa, R. M. : nr. 3, p. 148–154
Müller, A. : nr. 2, p. 105–111
Mureşan, T. : nr. 5, p. 261–266

N

Nadudvary, E. : nr. 12, p. 756–760.
Năstăsoiu, S. : nr. 6, p. 354–359
Neguţ, L. : nr. 7, p. 422–428; nr. 10, p. 604–610; nr. 11, p. 685–691.
Nichici, A. : nr.2, p. 99–104
Niculescu, A. : nr. 1, p. 27–35
Niculescu, Gr. : nr. 9, p. 530–532.

O

Olaru, V. : nr. 4, p. 209–218; nr. 7, p. 392–403
Oniga, C. : nr. 4, p. 241–243
Oprea, I. : nr. 1, p. 41–43
Oprea, N. : nr. 11, p. 653–661
Oprean Liliana : nr. 5, p. 289–303

P

Pascovici, M. : nr. 10, p. 600–603.
Paşov, St. : nr. 6, p. 339–343
Patarinski, P. : nr. 6, p. 339–343
Pavel, A. : nr. 12, p. 732–738.
Pay, E. : nr. 2, p. 69 – 72; nr. 4, p. 219–224
Pănescu, D. : nr. 3, p. 177–180
Petru, D. : nr. 2, p. 105–111
Petre, I. : nr. 3, p. 163–166
Petriceanu, Gh. : nr. 4, p. 219–224
Pitchford, J. H. : nr. 5, p. 272–282; nr. 7, p. 404–408
Plăhteanu, B. : nr. 11, p. 671–676.
Popa, A. : nr. 1, p. 27–35
Popa, R. : nr. 9, p. 554–556
Popescu, I. : nr. 5, p. 289–294
Popescu, R. : nr. 6, p. 365–370
Popovici, I. : nr. 2, p. 99–104
Popovici, V. : nr. 10, p. 617–622.

R

Radcenco, V. : nr. 1, p. 35–40
Raicu, A. : nr. 6, p. 360–364
Răileanu, D. : nr. 11, p. 662–668
Rîmbeţiu, Gh. : nr. 11, p. 677–682

S

Săndulescu, T. : nr. 3, p. 163–166
Segal, N. : nr. 12, p. 702–709
Sima, D. P. nr. 8, p. 461–475
Singeorzan, V. : nr. 12, p. 738–746
Slăvescu, M. : nr. 8, p. 456–461
Strat Livia. : nr. 5, p. 298–303
Székely, I. : nr. 5, p. 261–266
Székely, I. : nr. 9, p. 520–523

Ş

Şoneriu, N. : nr. 1, p. 21–27
Ştefan, I. : nr. 5, p. 267–271
Ştefănescu, A. : nr. 12, p. 756–760.
Ştefănescu, C. : nr. 2, p. 73–77

T

Tache, V. : nr. 3, p. 140–147
Tarău, I. : nr. 7, p. 408–418
Teodorescu, M. : nr. 7, p. 408–418
Teodorescu, M. : nr. 11, p. 662–668.
Teodorescu Paula. : nr. 3, p. 163–166
Todicescu, A. : nr. 1, p. 16–21
Trandafilof, T. : nr. 6, p. 339–343
Trică, Gh. : nr. 1 p. 5–10
Tudor, D. : nr. 6, p. 332–2338

Ţ

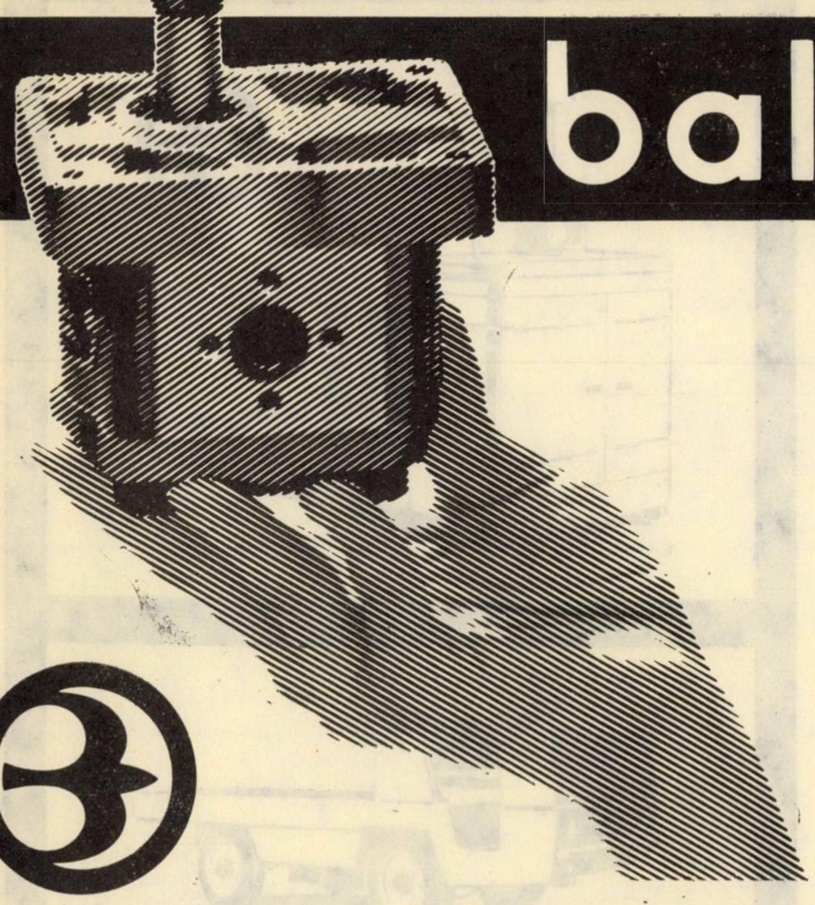
Ţâru, E. : nr. 7, p. 408–418; nr. 8, p. 489–491

V

Vasilescu, C. A. : nr. 5, p. 267 – 271; nr. 11, p. 645–652
Vasiliu, Ch. : nr. 7, p. 422–428
Vasiliu, Ch. : nr. 8, p. 499–503; nr. 10, p. 604–610
Vătăşan, O. : nr. 4, p. 236–240; nr. 10, p. 622–625
Velicu, S. : nr. 9, p. 548–553; nr. 12, p. 720–727
Vonica, C. : nr. 7, p. 433–437

Z

Zătăreanu, Gh. : nr. 7, p. 387–392
Zetu, D. : nr. 11, p. 639–645
Zgură, Gh. : nr. 10, p. 579–583



balkancar

POMPE HIDRAULICE CU ROȚI DINȚATE
ȘI DISTRIBUITOARE DE UTILIZARE UNIVERSALĂ
CU LICENȚA SOCIETĂȚII ENGLEZE PLESSEY UK

Grupa	Tipul	P kgf/cm²	Q, l/min, la 1000	rot/min	n, rot/min	Greutate kgf
β	0,27—096	175	1,22	4,36	3500	0,8
β	10— 42	175	4,5	19,0	3500	2
γ	43— 94	175	19,5	42,6	2500	4
γ	95—165	150	43	75	2000	8
γ	170—325	150	77	147	1750	26

Pompele hidraulice cu roți dințate BALKANCAR sînt în mod special corespunzătoare pentru comanda hidraulică a mașinilor agricole pentru manipulări, pentru mașini rutiere, mașini miniere ca și pentru domeniul construcțiilor navale și al metalurgiei, în scopul automatizării și mecanizării diverselor procedee tehnologice.

BALKANCAR produce de asemenea filtre, verine de ridicare (cu simplu și dublu efect), supape de siguranță și ventile de preaplin, dispozitive de strangulare, ventile de retur și alte dispozitive hidraulice de reglare și comandă.
Informații detaliate și oferte:

BALKANCAREXPORT — Bulgaria Sofia Str. Aksakov, nr. 5 Telefon 88 53 21 Telex: 386

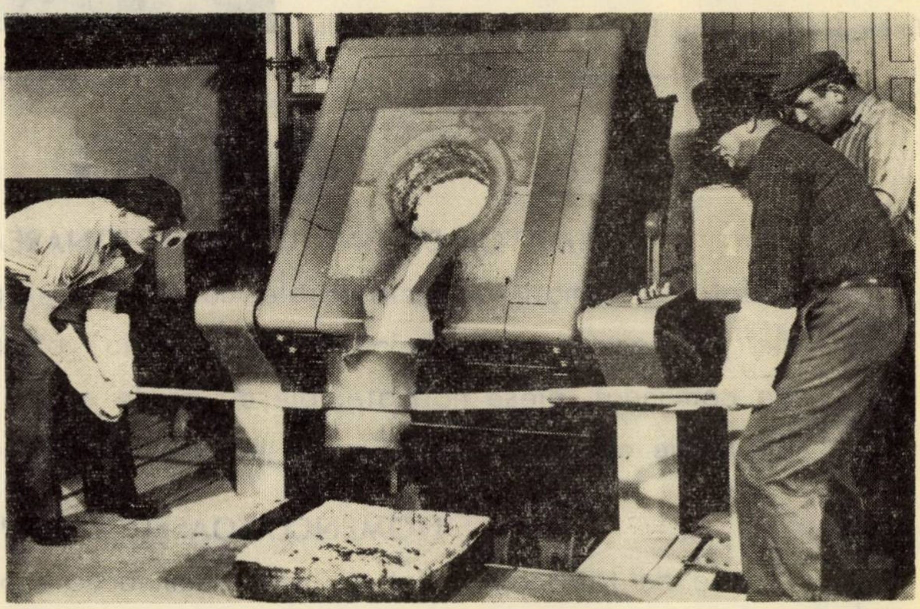
TOPIRE

PRIN CURENȚI DE INDUCȚIE

cu ajutorul unei instalații de încălzire prin curenți de inducție de frecvență medie, aceasta este calea preferată de uzinele siderurgice și turnătorii la executarea unor piese turnate de înaltă calitate.

Precizie superioară a analizei, timp scurt de topire, precizie absolută a temperaturii precum și pierderi mici, toate acestea pot fi realizate simplu, folosind instalația noastră de topire prin inducție de frecvență medie VEM.

Livrăm instalații complete, generatoare de frecvență medie și agregate de topire pentru toate programele uzuale de topire, pentru cuptoare de topit prin curenți de inducție din laboratoare, cuptoare basculante, creuzete și cuptoare cu clopot.



VEM

VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Exportator:

Elektrotechnik

EXPORT — IMPORT

DDR. 104 Berlin. Chausseestrasse 111/112
Republica Democrată Germană

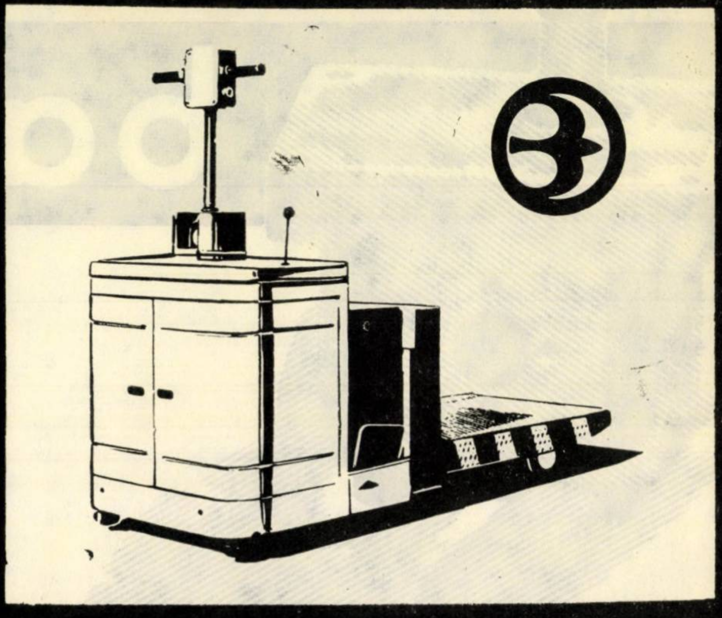
Cei interesați se pot adresa la:
Biroul tehnico-comercial DIA Elektrotechnik
Ambasada Republicii Democrate Germane
în Republica Socialistă România
Tov. Schultz, Calea Dorobanți 14
București,
Republica Socialistă România

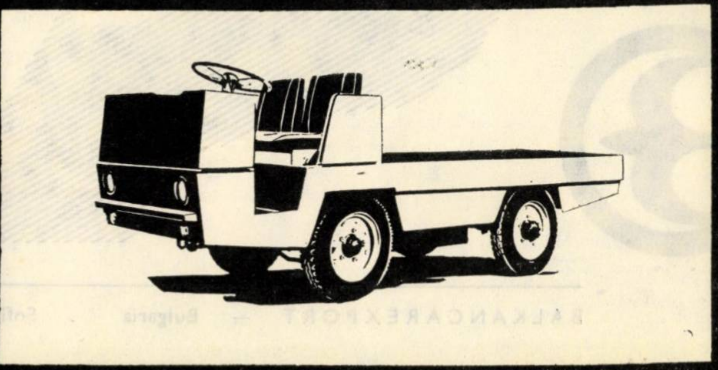
GAMĂ CONSTRUCTIVĂ VASTĂ

MANEVRABILE ŞI RAPIDE

balkancar

- CĂRUCIOARE ELECTRICE CU PLATFORMĂ
  capacitate de încărcare de la 630 la 3 000 kg
- CĂRUCIOARE ELEVATOARE ELECTRICE CU CURSĂ DE RIDICARE REDUSĂ
  capacitate de încărcare de la 630 la 5 000 kg
  cursa de ridicare 125 mm
  ansamble hidraulice de tip PLESSEY sau BOSCH
- CĂRUCIOARE ELECTRICE PENTRU TRACTAT
  forţă de tracţiune 50, 100 sau 250 kg
- CĂRUCIOARE BASCULANTE ELECTRICE
  sarcină utilă pînă la 2 000 kg





Informaţii detaliate şi oferte:
BALKANCAREXPORT, Bulgaria
Sofia, str. Aksakov, nr. 5, telefon: 88.53.21
Telex: 386, telegrame: BALKANCAREXPORT, SOFIA

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECŢIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese şi imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecţionat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).

Economie apreciabilă de timp şi personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fişele de însoţire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREŢI DOCUMENTAŢIILE GRATUITE LA

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 87–91

Tehnica aerului şi frigului folosită aşa cum trebuie

Controlat în condiţii similare mediului ambiant

această este cerinţa celor competenţi. Oamenii de ştiinţă şi cercetătorii sînt mulţumiţi numai atunci cind rezultatele unor încercări ample confirmă justeţea muncii lor de creaţie.

Noi cunoaştem problemele care interesează numeroase institute şi ramuri iudustriale. Din această cauză am elaborat un program cuprinzător de instalaţii moderne de control — Nema — pentru temperaturi variabile de la 70°C pînă la 300°C, subpresiuni de pînă la 1,5 Torr şi reglarea umidităţii de la 10 pînă la aproape 100%, cu un volum util pînă la 8 000 dm^3. În camerele de control pot fi produse condiţii termodinamice multiple.

Instalaţia din ilustraţia de mai jos, camera termo—climatică KTK 3 000, de exemplu, permite un interval mare de variaţie a temperaturii şi umidităţii.

Instalaţiile noastre permit variaţii de temperatură de la +100°C pînă la —30°C şi invers, precum şi de umiditate a aerului în condiţii de temperatură de +10°C pînă al 60°C în cel mai scurt timp.

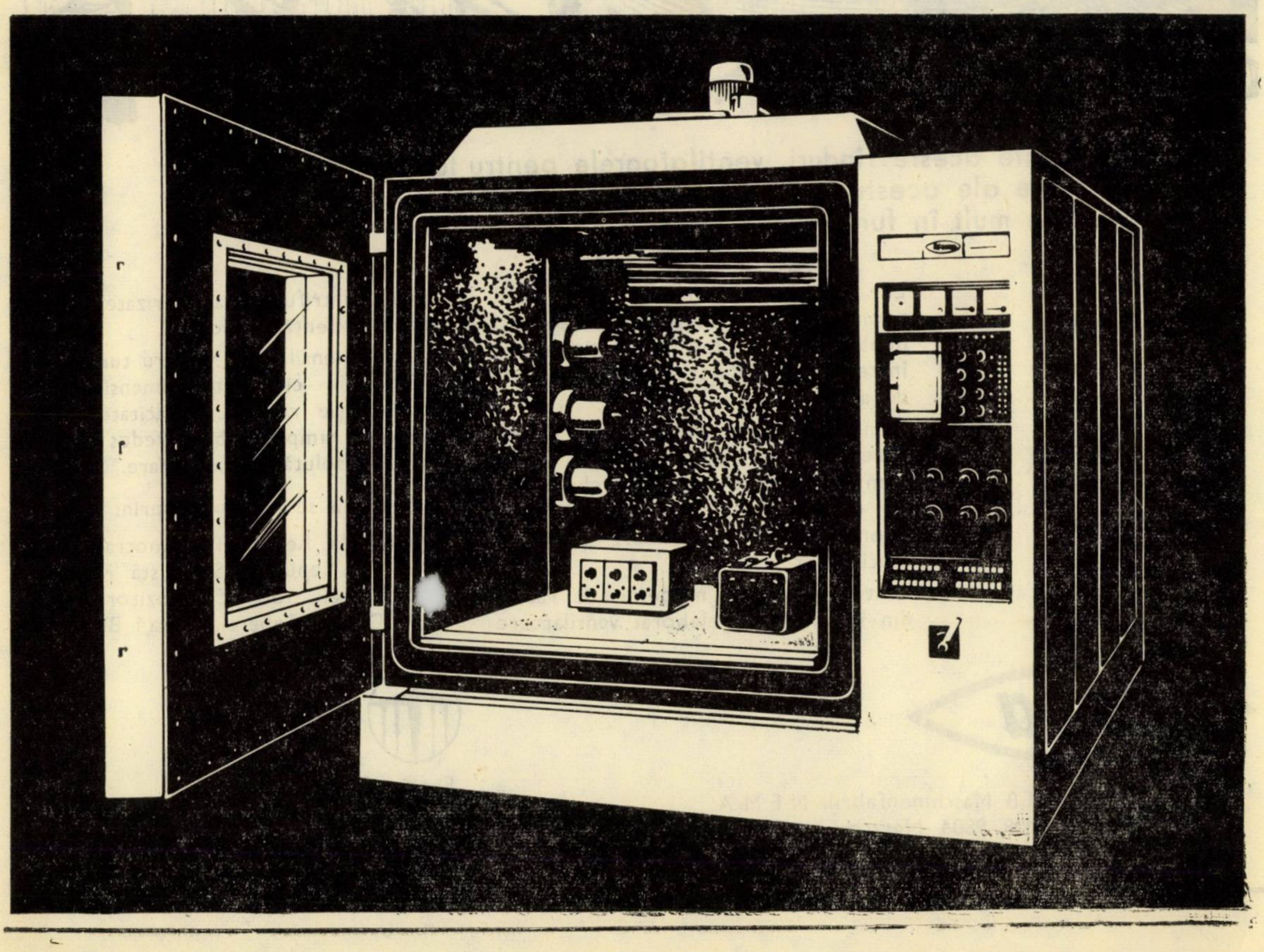
Toate rezultatele sînt înregistrate. Prin orificiul de observaţie poate fi urmărită comportarea în condiţii reale de exploatare

Informaţii se pot obţine prin:
Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România. Dl. Kontek, Str. Compozitorilor nr. 30—Drumul Taberei, Scara 1 Bucureşti.

Nema

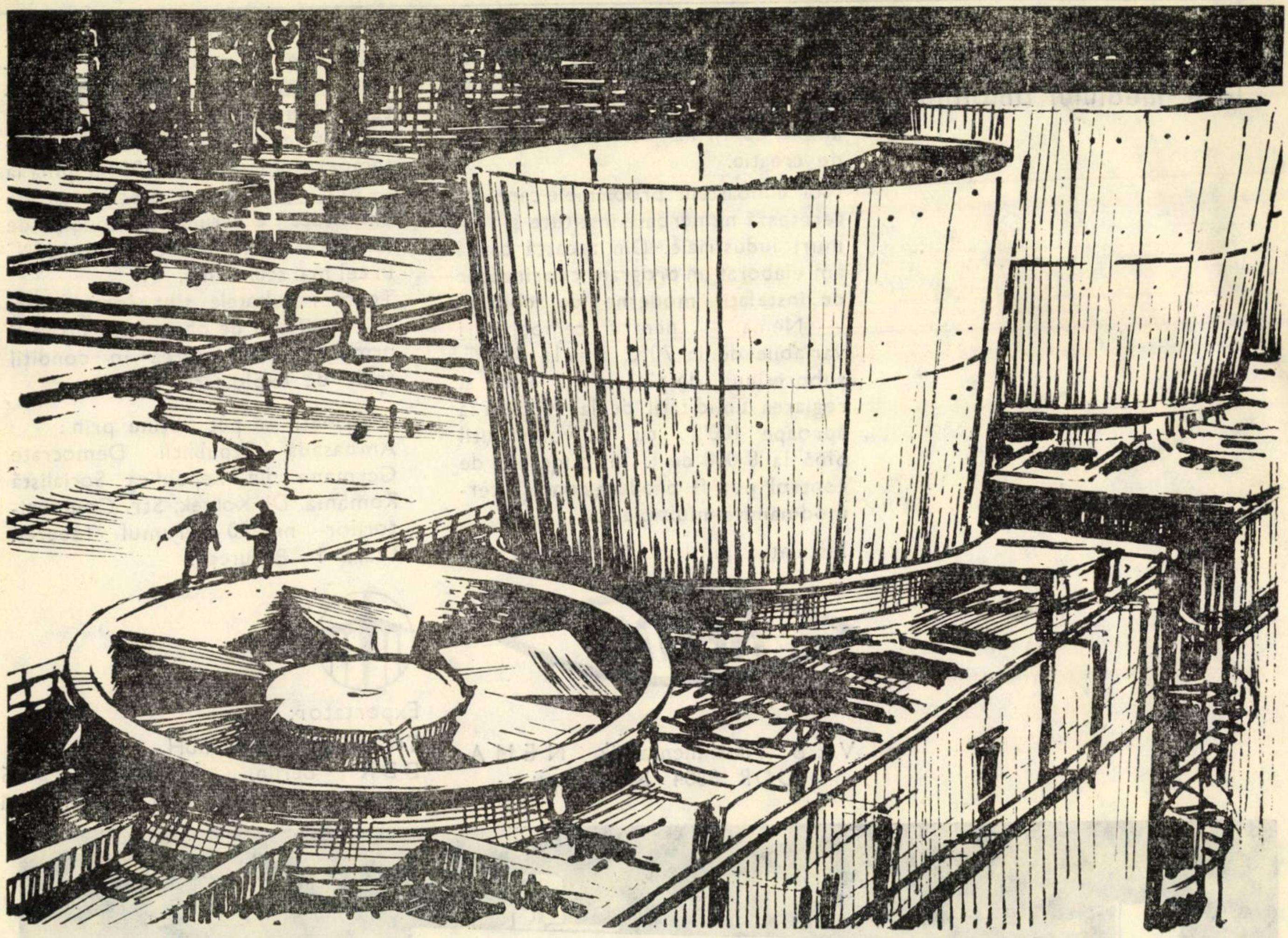
VEB Maschinenfabrik NEMA
DDR 9804 Netzschkau

Exportator;
Technocommerz GmbH
DDR Berlin, Mittelstrasse 25
Republica Democrată Germană



studio kroh

Tehnica aerului şi frigului folosită aşa cum trebuie



Cînd vor fi citite aceste rînduri, ventilatoarele pentru turnurile de răcire ale acestui gigant al industriei chimice vor fi intrat de mult în funcţiune.

La proiectarea noii uzine, inginerii proiectanţi au avut în vedere aceleaşi probleme care stau în atenţia atitor întreprinderi industriale: lipsa crescîndă de apă.

Nimeni nu-şi mai putea asuma răspunderea ca acest element valoros să fie eliminat, după o scurtă întrebuinţare, în canalele de scurgere, deoarece împreună cu apa se scurg cheltuieli inutile.

Pentru turnurile moderne de răcire din industrie, am elaborat ventilatoare axiale centrifugale caracterizate printr-o mare eficienţă economică.

Oferim ventilatoare pentru turnuri de răcire, în cinci tipodimensiuni, de construcţie robustă, capacitate mare, execuţie simplă, gabarit redus şi siguranţă absolută de exploatare.

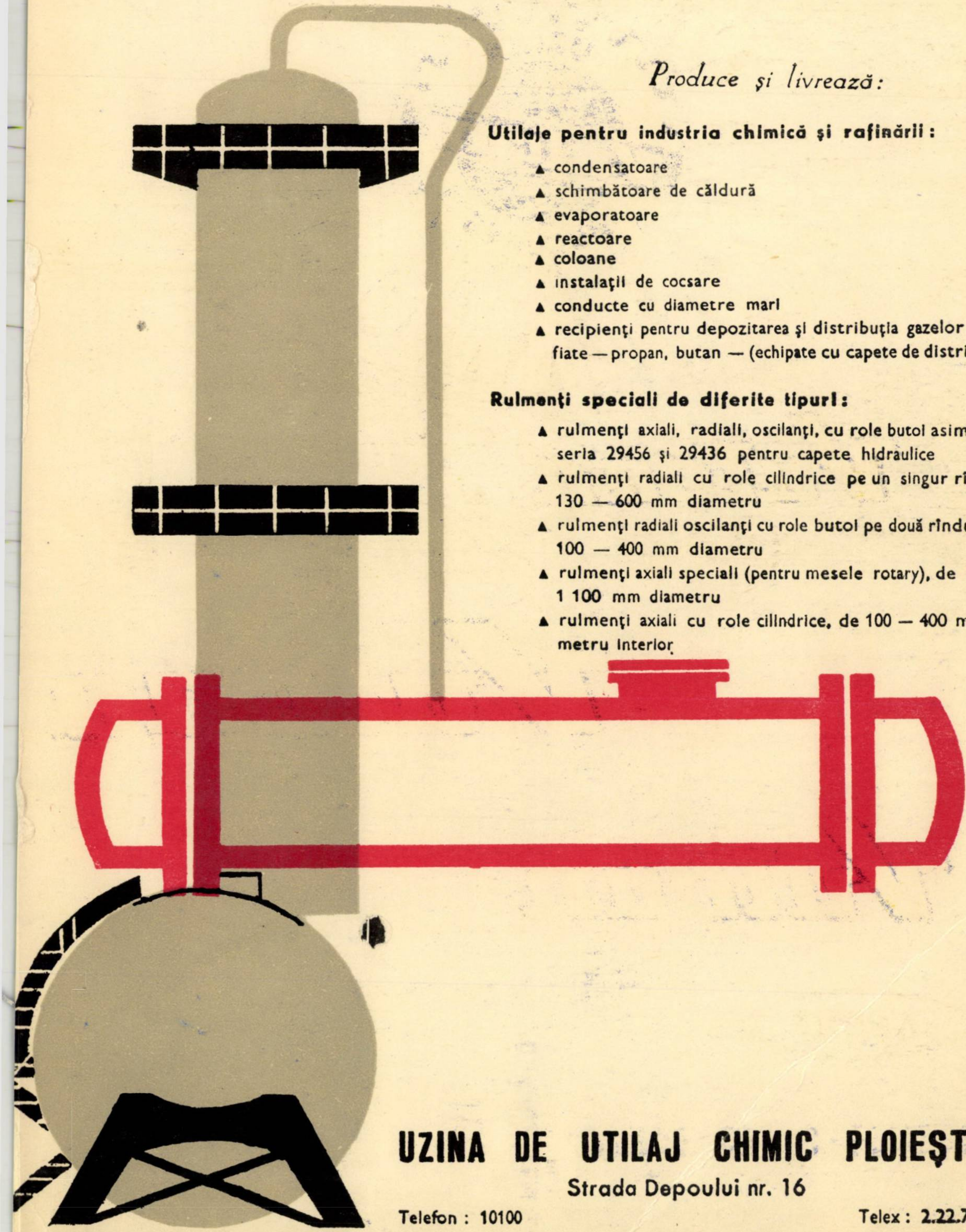
Informaţii se pot obţine prin:

Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România.
[illegible]l. Kontek, Str. Compozitorilor nr. 30—Drumul Taberei, Scara 1 Bucureşti.

Nema

VEB Maschinenfabrik N E M A
DDR 9804 Netzschkau

Exportator:
Technocommerz GmbH
DDR Berlin, Mittelstrasse 25
Republica Democrată Germană



Produce şi livrează:

Utilaje pentru industria chimică şi rafinării:

- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- evaporatoare
- reactoare
- coloane
- instalaţii de cocsare
- conducte cu diametre mari
- recipienţi pentru depozitarea şi distribuţia gazelor lichefiate — propan, butan — (echipate cu capete de distribuţie)

Rulmenţi speciali de diferite tipuri:

- rulmenţi axiali, radiali, oscilanţi, cu role butoi asimetrice, seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice
- rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 130 — 600 mm diametru
- rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru
- rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600 — 1 100 mm diametru
- rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 100 — 400 mm diametru interior

UZINA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEŞTI

Strada Depoului nr. 16

Telefon : 10100

Telex : 2.22.74

1968 MAR 27

1968 MAR 2

MARCA UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 TEL.: 15.41.43